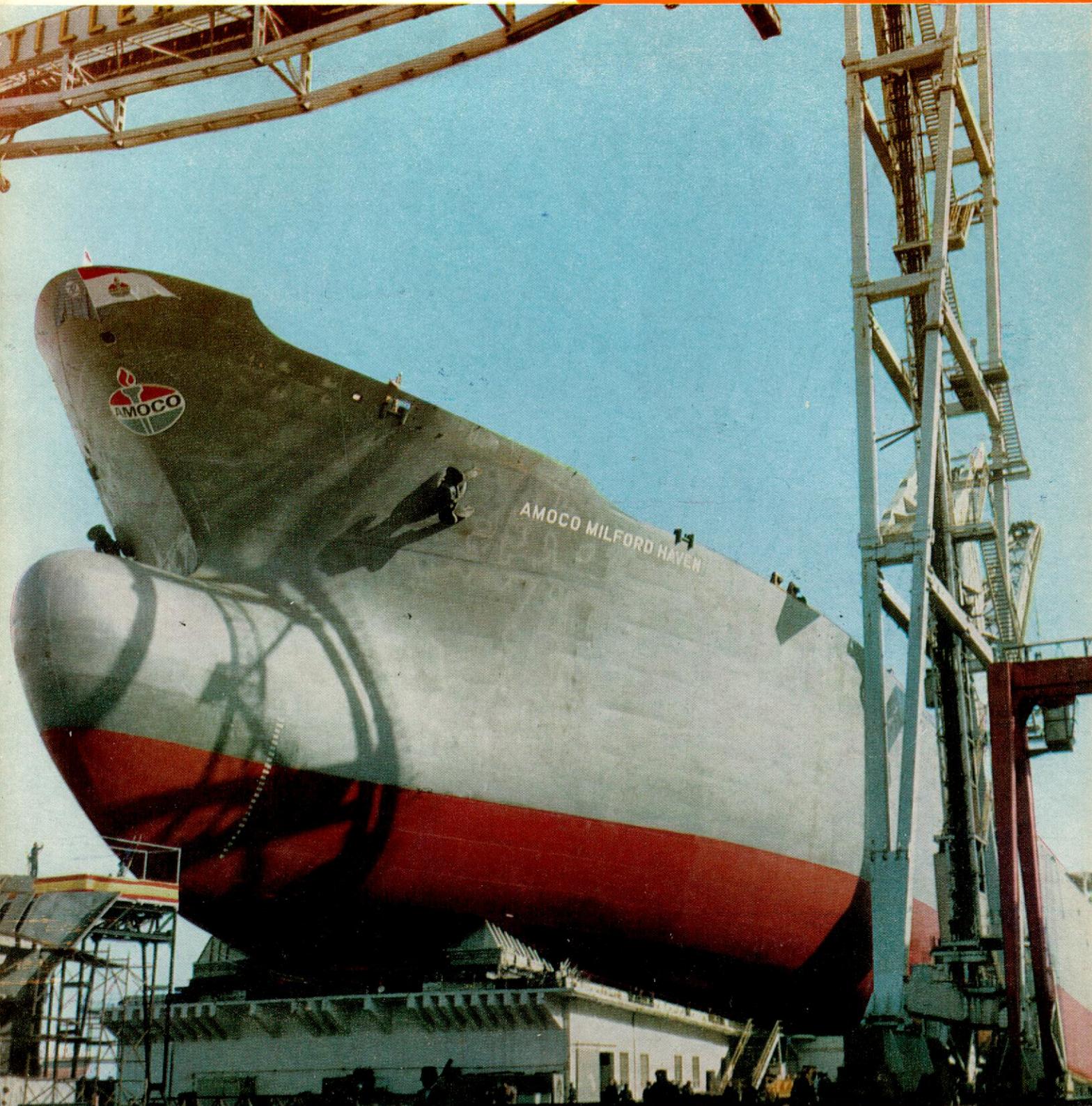


AÑO XLI - NUM. 455
M A Y O 1 9 7 3

Ingeniería Naval



Petrolero de 230.000 TPM, construido por la Factoría de Cádiz de **ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A.** para: AMOCO TRANSPORT COMPANY.

**fuerza motriz
en la que Vd. sabe
que puede confiar**

FUERZA MOTRIZ BURMEISTER & WAIN

BURMEISTER & WAIN
COPENHAGUE DINAMARCA

Filial para España: BURMEISTER & WAIN S.A.E., Castelló, 88, Madrid 6 - Teléf. 2-268490.

Licenciados en España: LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S.A., Barcelona.
ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A., Madrid.
CONSTRUCCIONES ECHEVARRIA, S.A., Bermeo (Vizcaya).



STOTZ-KONTAKT

Seguridad

con aparatos

STOTZ-KONTAKT

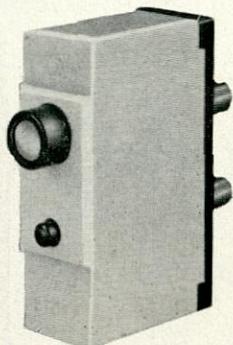
(Brown-Boveri)

Interruptores automáticos miniatura STOTZ

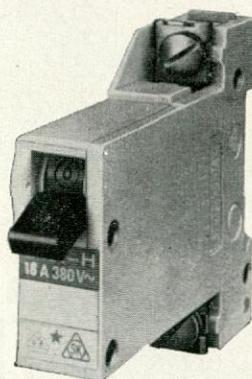
modelos desde 0,5 a 63 A, 440 V~, 250 V— de elevada capacidad de ruptura



mini-STOTZ
modelo de rosca



pico-STOTZ
modelo enchufable

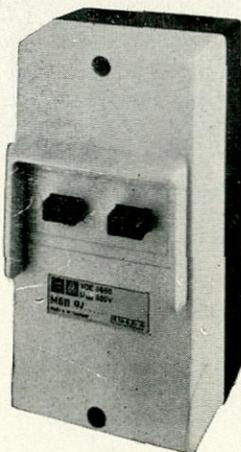


Serie 150



Serie 200

Fijación rápida; sobre superficie plana, etc.
Uno, dos o tres polos. Se suministran también colocados
en armarios metálicos con una, dos o tres hileras de auto-
máticos.



M 611 - GJ

Guardamotores para pequeños motores

de elevada capacidad de ruptura. Hasta 10 A, 500 V~, 440 V—

Maniobra manual por pulsador, con protección térmica de sobrecarga y electromagnética de cortocircuito.
Más de 300.000 maniobras garantizadas.



APARELLAJE ELECTRICO

UNILUX, S. L.

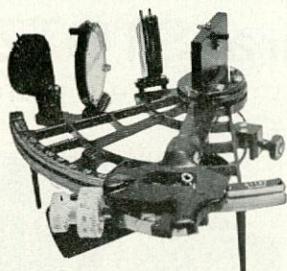
FABRICA DE INSTRUMENTOS NAUTICOS

AVENIDA PEDRO DIEZ, 31 - MADRID - 19

TELEFONOS 471 24 70 - 471 05 09

REPRESENTANTES EXCLUSIVOS
FABRICANTES CON LICENCIAS

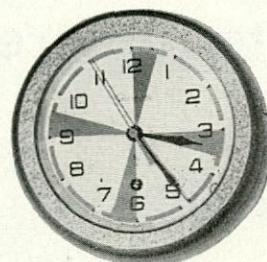
DE **C. PLATH** (HAMBURGO)



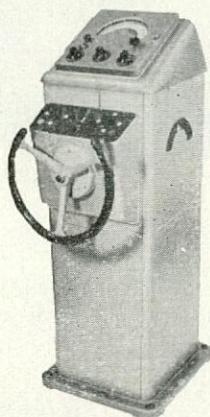
SEXTANTES



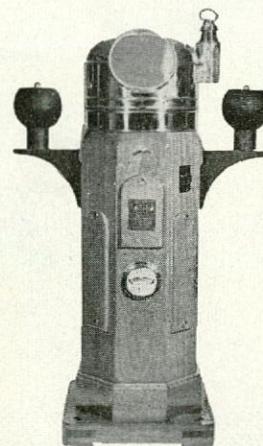
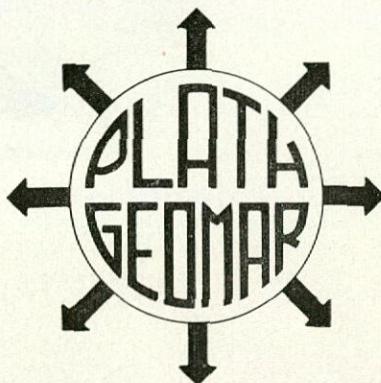
GIROSCOPICA NAVIGAT II



RELOJES



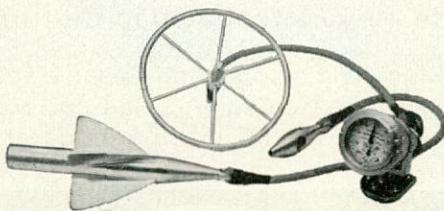
COMBINACION GIROSCOPICA +
AUTOPILOTO + SISTEMA GOBIERNO



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

refrigeración naval una especialidad

«muy especializada»

Proyectamos, construimos, instalamos y atendemos, plantas frigoríficas para congelación de pescado a bordo. Enfriamiento de bodegas y gambuzas de toda clase de buques.

Más de 300 instalaciones frigoríficas de todo tipo, a bordo de buques de todas las nacionalidades, acreditan nuestras realizaciones.

Un Departamento de Asistencia Técnica y Repuestos extiende su servicio a todos los puertos del mundo.

LOS RESULTADOS OBTENIDOS FORMAN LA IMAGEN DE UNA MARCA.



Ramón Vizcaíno, S.A.

DIVISION NAVAL - REFRIGERACION - AIRE ACONDICIONADO

SAN SEBASTIAN - APARTADO 1.363 - TELEFONO 353542 - TELEX 36244 RVSA - E



Turbo-Generadores BROTHERHOOD también en el B.M. MUÑATONES



La energía eléctrica para el B.M. Muñatones en la mar se genera en un Grupo Turbo-Generador compacto BROTHERHOOD de 600 KW.

Una caldera de recuperación de calor de los gases de escape del motor principal proporciona el vapor para este grupo.

Otro equipo BROTHERHOOD semejante va a instalarse en un buque gemelo que está construyendo el mismo astillero.

Armadores: Refinería de Petroleos Norte, S.A. (Petronor) Madrid Spain

Constructores del buque: Astilleros y Talleres del Noroeste, S.A. Spain

Motor Principal: Manises Sulzer 9RD90

Pidanos las publicaciones:

BPTG/71 - Grupos turbogeneradores de contrapresión

CTG/68 - Grupos turbogeneradores autónomos y completos

WHR/70 - Grupos turbogeneradores para instalación en motonaves

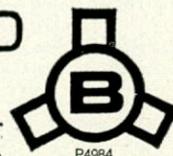
SAT/66
VT/68 - Turbinas horizontales y verticales propulsoras de bombas de carga

PETER BROTHERHOOD LIMITED

Peterborough, England Tel. 0733 71321 Telex: Brotherhd Pboro 32154

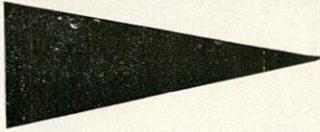
London Office: Dudley House, 169 Piccadilly, London, W1. Tel: 01-629 7356/7/8.

CONSTRUCTORES DE TURBINAS DE VAPOR · COMPRESORES · MAQUINARIA ESPECIAL



P4984

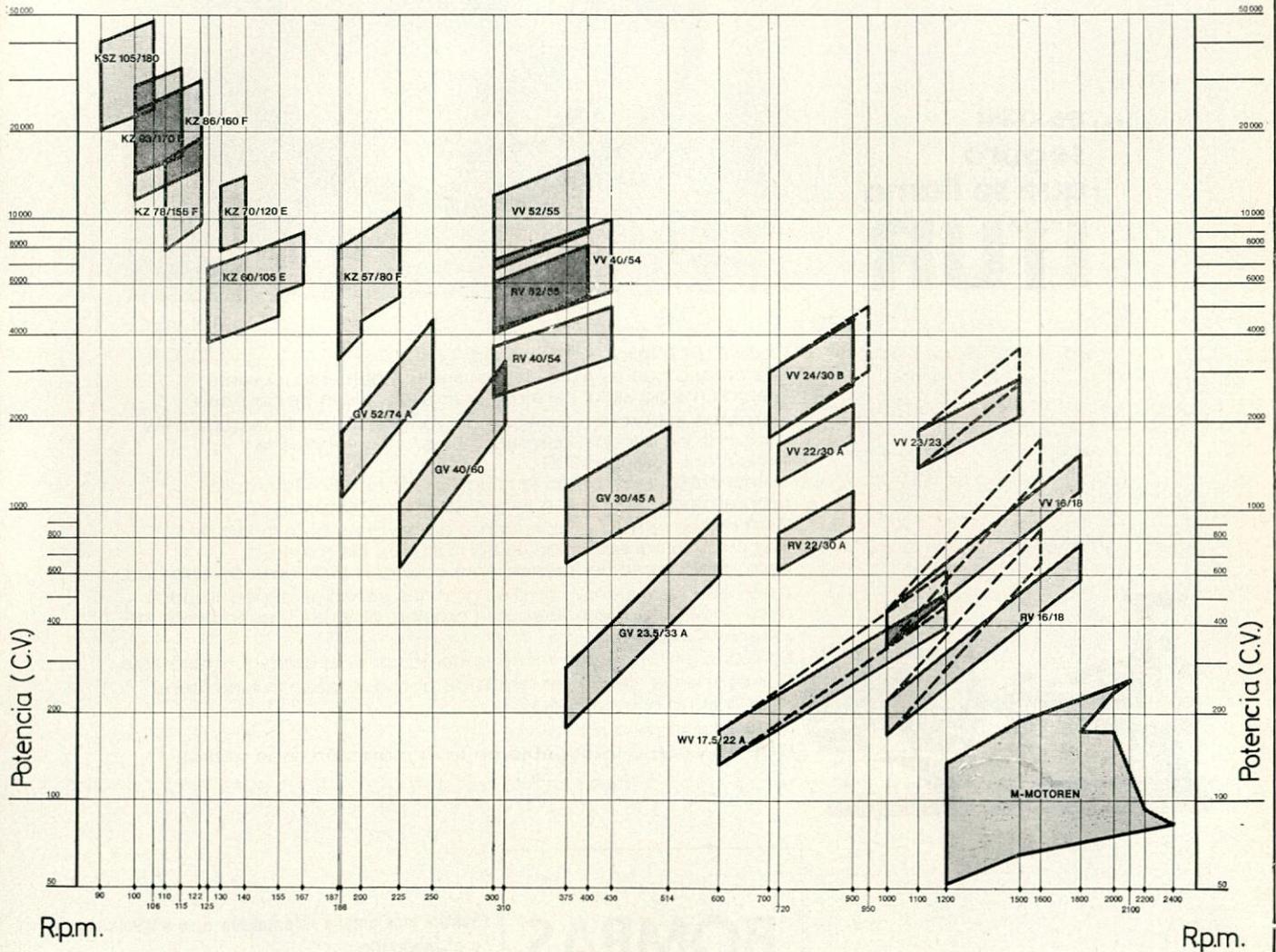
PASCH Y CIA S.A.



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

M·A·N

DIESEL



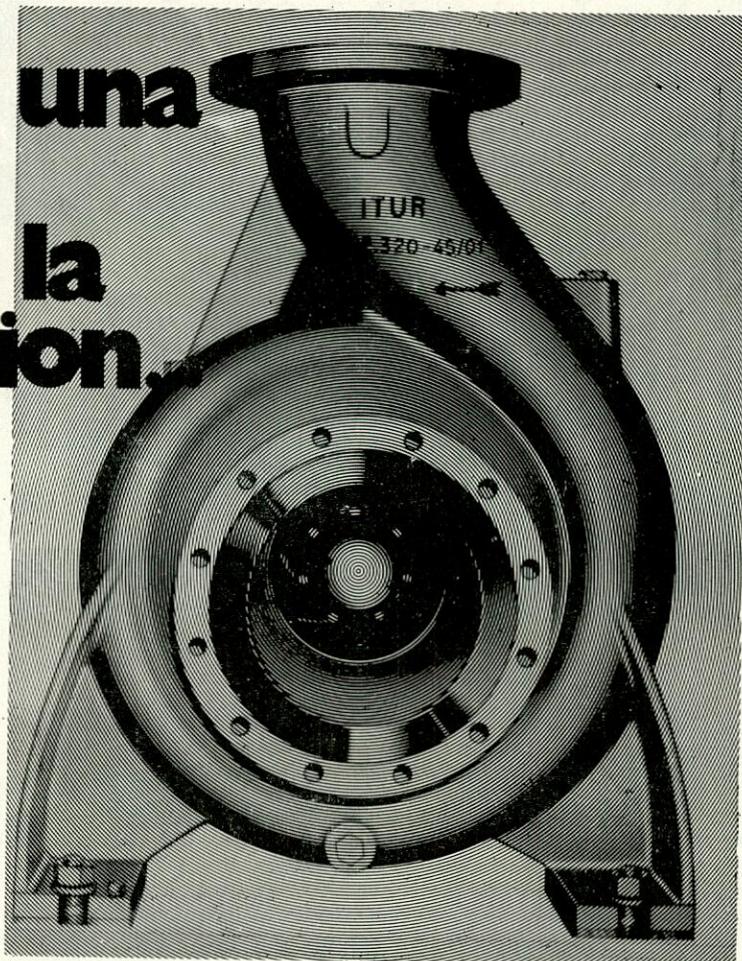
LA GAMA DE MOTORES MAS COMPLETA DEL MUNDO

Agentes en:
 VIGO - SANTANDER - VALENCIA - HUELVA - TENERIFE



**cuando una
bomba
actúa a la
perfección.**

**... es casi
seguro
que se llama
ITUR**



Decir ITUR implica decir calidad. Esa calidad que es fruto del continuado esfuerzo, durante más de medio siglo, para mejorar las técnicas de bombeo. Hombres expertos y técnicas de vanguardia, en la factoría más moderna de España, permiten poner a su servicio la inmejorable calidad ITUR.

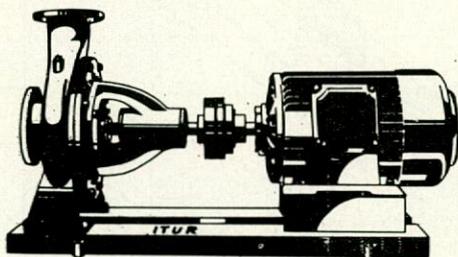
Y esta calidad de marca, está integrada en el más amplio programa de fabricación existente en el mercado.

ITUR ofrece la más amplia gama de bombas para la industria, la marina, la construcción, la agricultura y las minas, permitiendo resolver plenamente cualquier problema de bombeo. Además ITUR cuenta con tres grandes servicios especializados, dedicados a equipos de agua a presión, piscinas y evacuación de aguas fecales.

En resumen, la mayor variedad dentro de una calidad inmejorable. Por eso, si Ud. tiene problemas de bombeo, sean cuales fueren, ¿Por qué no nos consulta?

Le aseguramos que

ITUR es equipo infatigable en la explotación más activa.



BOMBAS

ITUR

Solicite más amplia información a su engineering o al fabricante:

**MANUFACTURAS
ARANZABAL, S. A.**

Apartado 41 - Teléfono 851345 (10 líneas)
Telegramas: ITUR - Telex: 36335 - ARANZ-E
ZARAUZ (Guipúzcoa) España

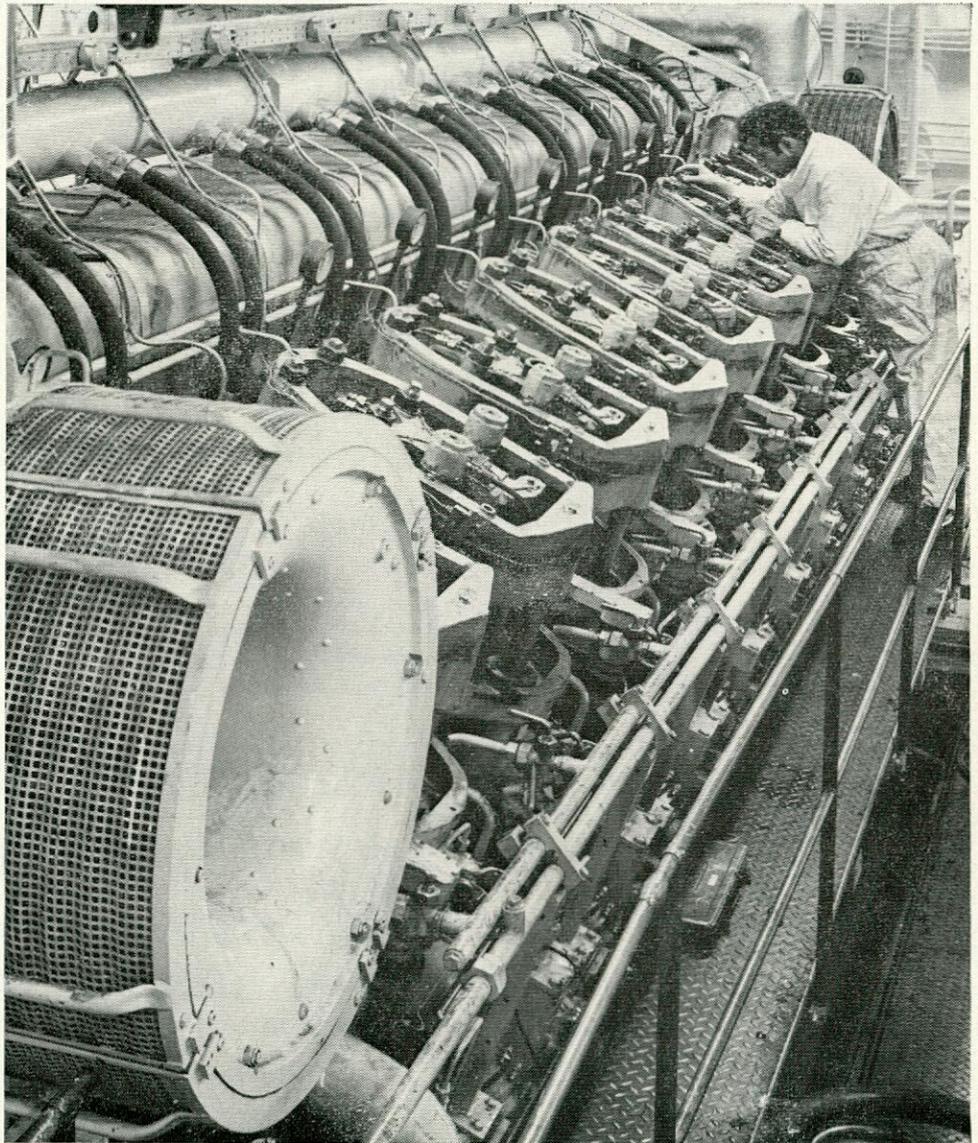
Representantes y servicio post-venta en todo el país



TM410

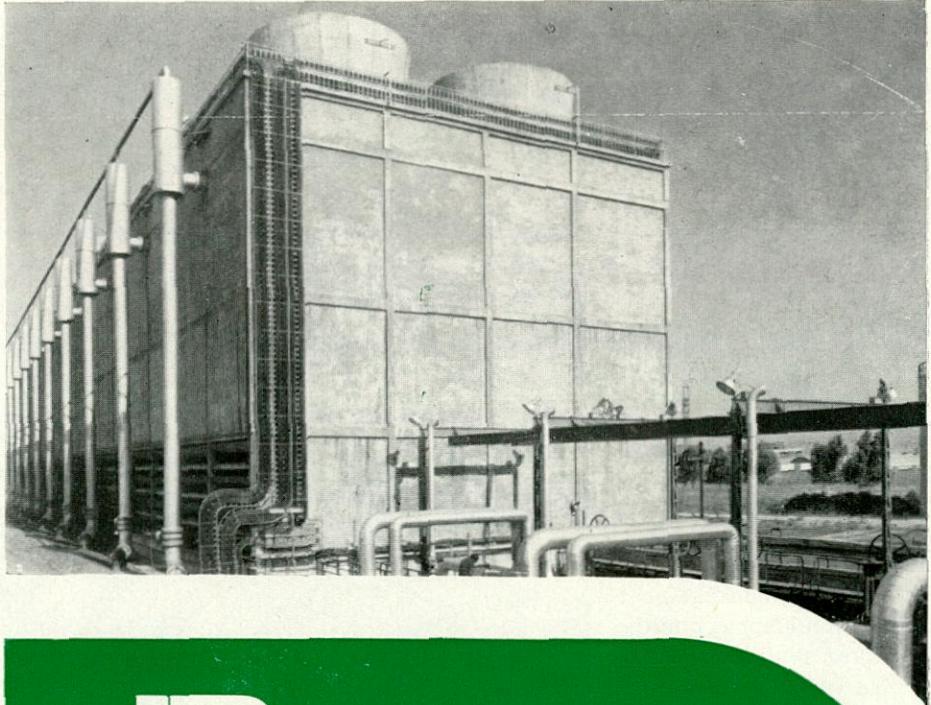
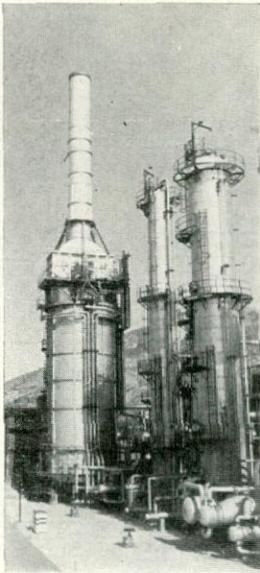
La inversión más rentable

Ochenta máquinas, a lo largo de 4 años de funcionamiento con combustibles de hasta 2000 segs. R.I., han puesto de manifiesto que los gastos de explotación son mínimos: bajo consumo de lubricantes, poco desgaste, gran seguridad, 15.000 horas de servicio entre dos revisiones completas; total: una economía global máxima.



STORK-WERKSPOOR DIESEL

Apartado 4196, Amsterdam (Holanda). Tel. (020) 228080 Telex 14321 Telegramas: Storwerkdiesel



Vaporizadores de gas natural •
Hornos • Torres de refrigeración •
Aerorefrigerantes • Intercambiadores •
Calentadores de tanque y succión • Antorchas •
Incineradores • Plantas auxiliares de tecnología
avanzada y alta especialización • Estudios y proyectos
técnicos • Estudios y realizaciones en el campo agrícola
y pecuario

TECNICA Y SERVICIO EN SUPERACION

Bombas centrífugas **Pacific** • Bombas alternativas **Dawson**
& **Downie** • Compresores **Clark** • Soplantes **Root** • E-
yectores y equipos de vacío **Jet-Vac** • Turbinas de
vapor **Terry** • Fittings **BKL** • Protección catódica
BKL • Brazos de carga y trasiego de flu-
idos **Emco Wheaton** • Acoplamientos
engranados **Koppers**.

INDEIN
Guzmán el Bueno, 121 Edificio Britannia Madrid-3
Dirección Telegráfica: INDESINSA Teléfono 253 84 05 (5 líneas)
Telex: 27327

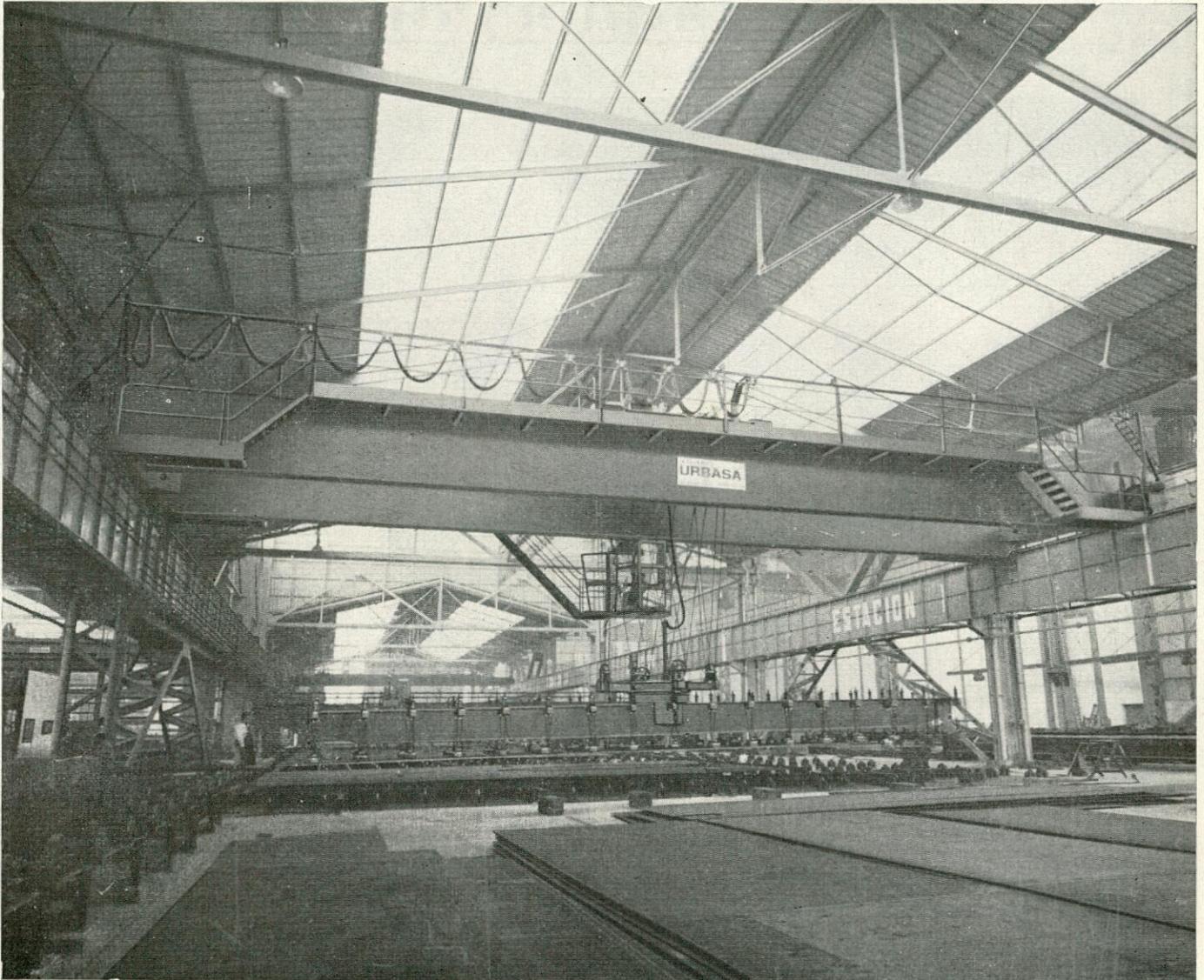
SOCIEDADES FILIALES:
INDEIN-WRIGHTSON, S. A. General Sanjurjo, 59-5.º
MADRID-3 Teléfono 233 08 00

INDEIN VENEZUELA, C. A.
Oficina Chuao Av. Araure (Urbanización Chuao)
CARACAS (Venezuela) Teléfono 91 77 77

**MAQUINARIA E INSTALACIONES
DE ELEVACION Y TRANSPORTE
manutención**



Miembro de la FEDERATION
EUROPÉENNE DE LA MANUTENTION



GRUAS PARA ASTILLEROS de pluma rígida o articulada

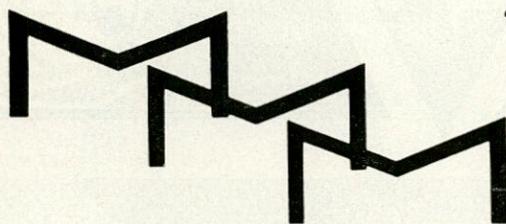
GRUAS PUENTE y DE PORTICO con viga magnética para manejo de chapas y perfiles en parques de materiales, líneas de corte, talleres, etc.

GRUAS DE ABORDO con cuchara o gancho - **GRUAS PARA SALAS DE MAQUINAS** - Cabrestantes para varaderos de embarcaciones

GRUAS PARA PUERTOS - **PORTICOS DESCARGADORES** de gran capacidad. **INSTALACIONES** para carga y descarga de buques. **GRUAS PARA MANEJO DE CONTAINERS.** **CUCHARAS Autoprensoras** con accionamiento mecánico o electrohidráulico

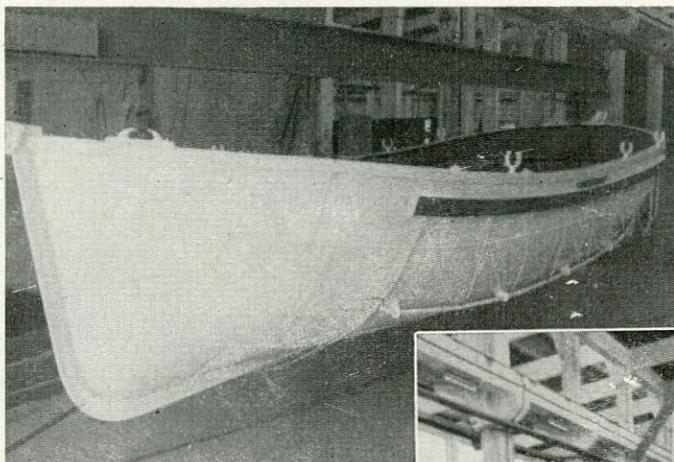
TALLERES URBASA, S. A.

Edificio ALBIA, planta 6 - Apartado 945 - BILBAO-1 - Telf. 24 82 05 - Teleg.: URBASA - Telex 32327 URBASA-E



editerráneas, s.a.

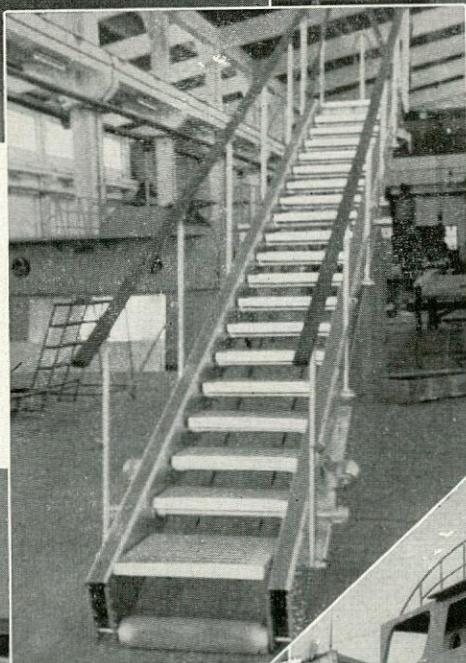
MANUFACTURAS METALICAS MEDITERRANEAS. S. A.



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

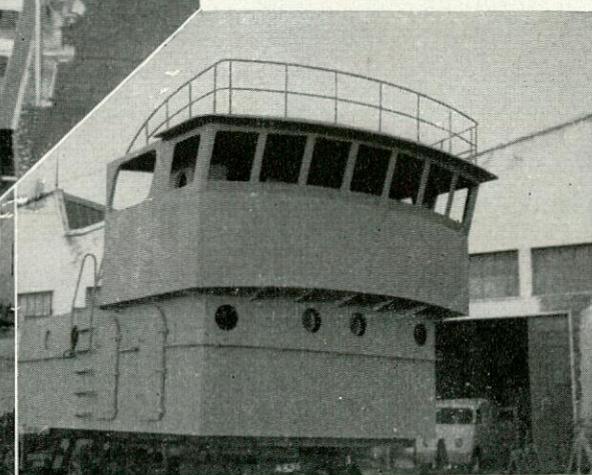
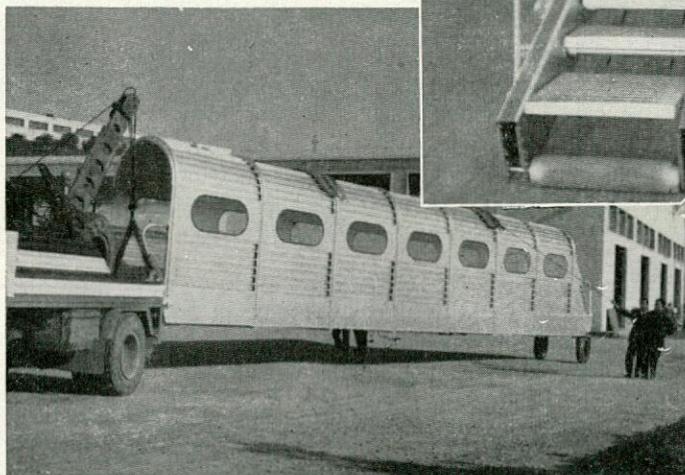


guardacalores y puentes para barcos



Escalas reales y planchas de desembarco

pasarelas



Domicilio Social y Fábrica: Av. de Elche, s/n. - Alicante

Teléfonos 22 01 01 - 22 01 02 - 22 01 03 - 22 53 41 - 22 53 42 y 22 53 43 - Telegramas: MANUFACTURAS

DELEGACIONES:

NOROESTE - La Coruña. — Payo Gómez, 16, 1.º B - Tel. 227967.

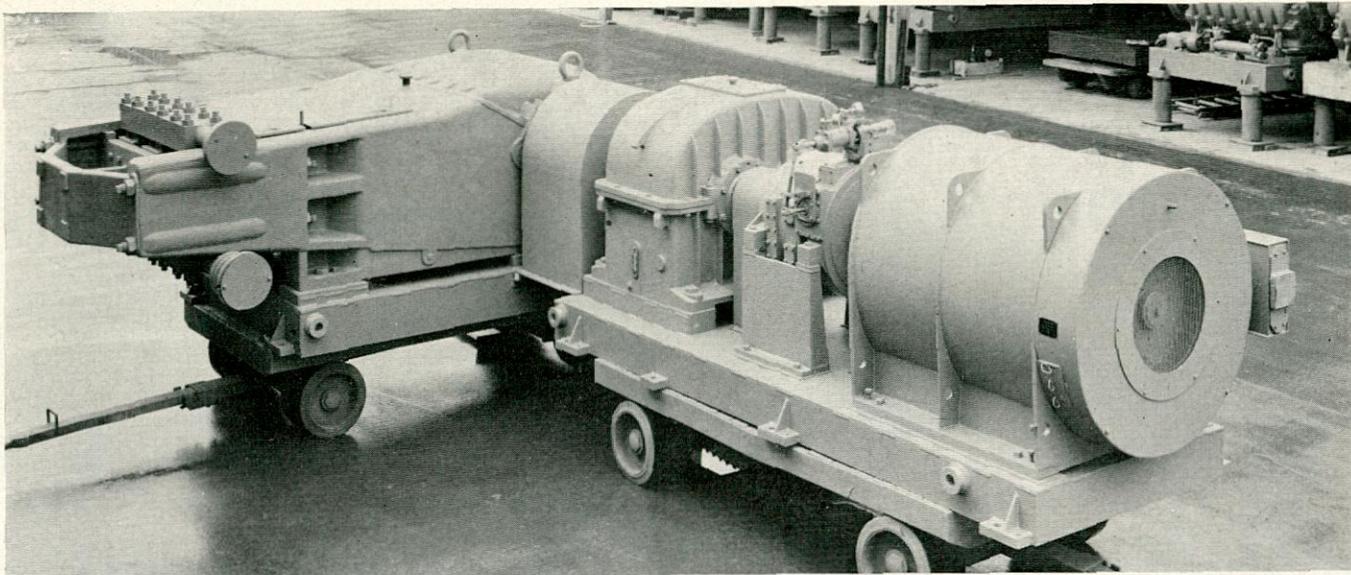
NORTE - San Sebastián. — San Martín, 36, 1.º - Tel. 19 4 48.

NORDESTE - Barcelona. — Consejo de Ciento, 332 principal
Teléfono 221 56 80.

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

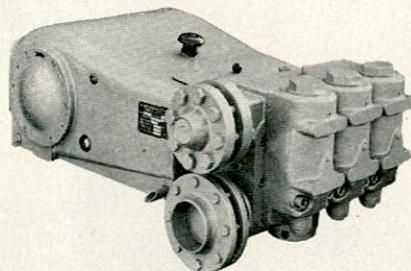
CENTRO - Madrid. — Maestro Victoria, 6, Tels. 231 16 53
y 231 14 22

SUR - Sevilla. — Virgen de Setefilla, 8 - Tel. 27 49 10



SABEMOS MUCHO SOBRE URACA.

Seamos concretos, FIMESA es el representante exclusivo para España de PUMPENFABRIK URACH, cuyas bombas de alta presión son distribuidas en el mundo entero bajo la denominación URACA. Quizás Vd. ignore todas las aplicaciones de los productos URACA, (si Vd. lo desea le informaremos ampliamente) pero de momento le podemos adelantar que nuestra gama de equipos abarca las siguientes aplicaciones:



- Bombas de prueba de hasta 1.000 Kgms/cm².
- Equipos de limpieza por agua en alta presión hasta 800 Kgms/cm², en ejecución fija o móvil.
- Bombas "Standard" para alimentación de calderas, accionamiento de prensas, equipamiento de centrales nucleares.
- Grupos de bombeo para pastas jabonosas y grasas.
- Bombas triplex para líquidos condensados.
- Grupos de bombeo para amoníaco líquido y carbamato en plantas de fertilizantes
- Bombas de alta presión para industria química, petroquímica y minera.

La serie completa de modelos comprende toda la gama de potencias de 3 a 1.200 Kw. y presiones hasta 2.500 Kgms/cm².

Si tiene necesidad de equipos en Alta Presión, consulte a nuestra división de maquinaria industrial.



FIMESA

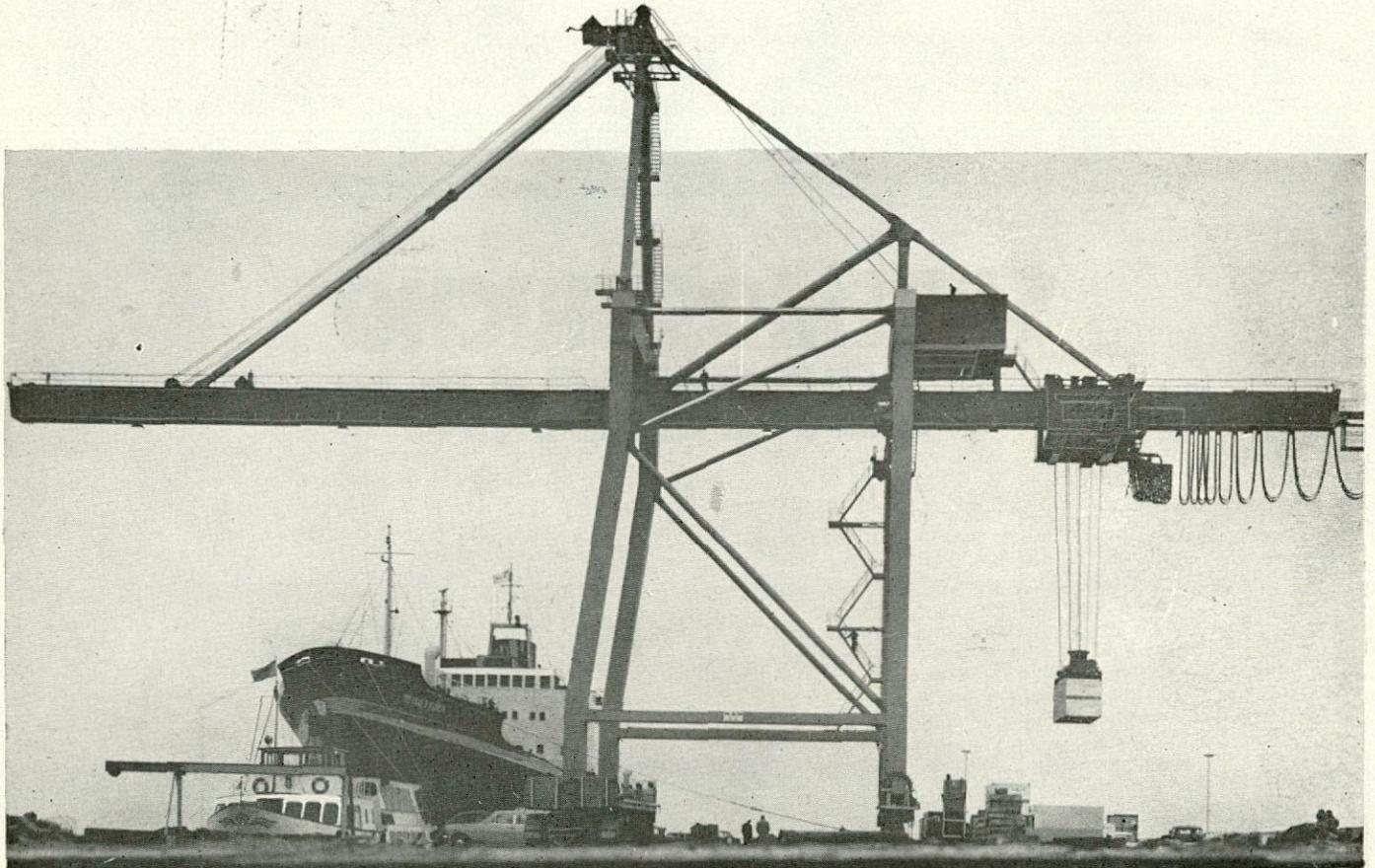
El complejo industrial del Grupo



SOFICO

Sede Social: Federico Salmón, 9 Tel. 259.72.05- Madrid - 16

Construcción de grúas para el futuro



El "Container", el medio auxiliar más moderno para el transporte de mercancías, se ha impuesto internacionalmente. Especialistas del transporte consideran que este sistema abarcará para el año 1975 un 75% del tráfico intercontinental de mercancías. Un transporte rápido con equipos modernos de traslación, p. ej., instalaciones de grúas, asegura el futuro de los grandes puertos. Le ofrecemos un funcionamiento cómodo de grúas por medio de ajuste continuo de velocidad y, por consiguiente, un servicio seguro de la instalación gracias a:

- Accionamientos que actúan sin inercia y que por ello permiten una colocación exacta de la carga por el conductor de la grúa.
- Máxima velocidad dependiente de la carga.
- Superposición exacta de los "Container".

Se consigue con nuestro equipo de regulación de motores de elevación (SIMOREG H) para accionamiento reversible de c. c. en conexión contra paralelo o en conmutación de inducido, recientemente desarrollado.

El equipo de regulación TRANSIDYN hace posible o permite actuar de manera continuada el accionamiento del freno, en ambos sentidos de giro, y un preciso control con todas las cargas.

Los equipos de tiristores SIMOREG se suministran para 2 formas de montaje: como equipo acoplado (protección POO) y como armario (protección P20).

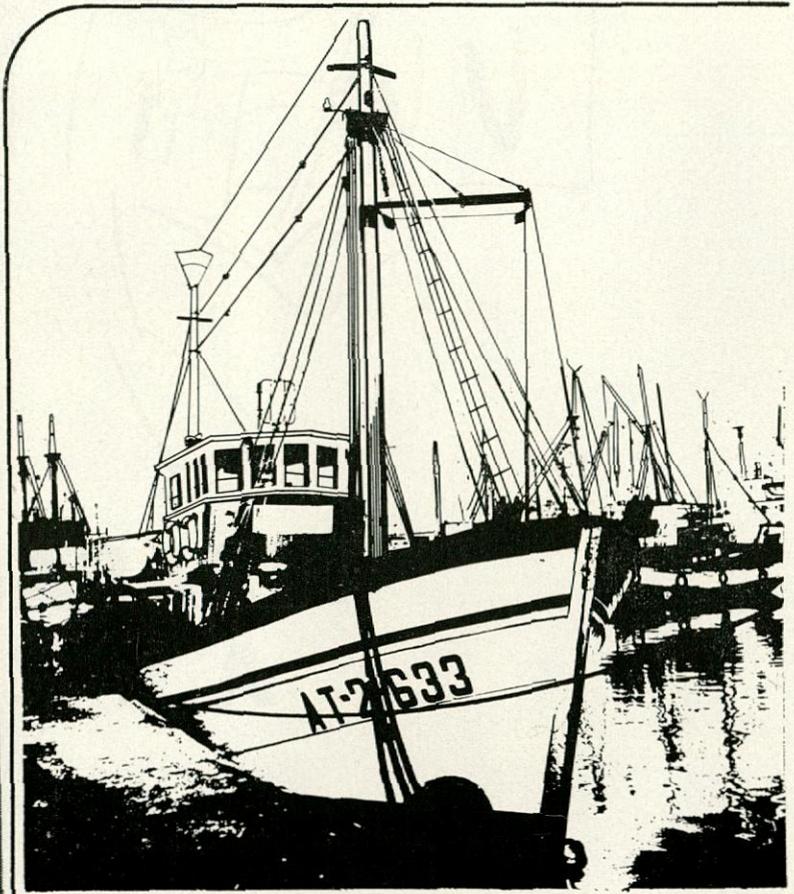
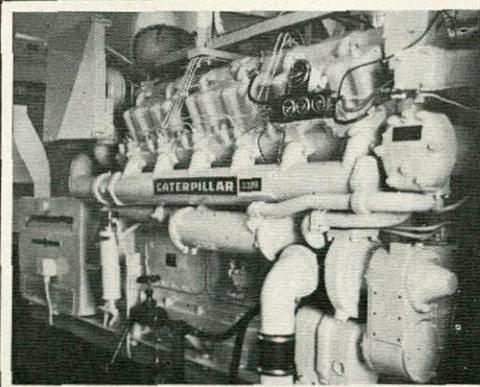
Para informes más detallados consulten a
Siemens, S. A.
Apartado 155 - Madrid

Grúas "de Container" con equipo eléctrico de Siemens

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 1.125 HP.
- Motores para servicios auxiliares y de emergencia desde 67 HP hasta 1.425 HP.
- Grupos para servicio continuo y de emergencia desde 50 KVA hasta 938 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.



atoms

CENTRAL: Doctor Esquerdo, 136. Teléfs. 251 54 00 - 251 86 00. MADRID-7.

- BASE ARGANDA... : Carretera Madrid-Valencia, Km. 25. Teléfs. 205 04 45-46-47-48-49. ARGANDA (Madrid).
BASE CATALUÑA... : Carretera Barcelona-Ribas, Km. 15,400. Teléfs. 319 28 12-16-62-66. STA. PERPETUA DE MOGUDA (Barcelona).
BASE LEVANTE... : Carretera Madrid-Valencia, Km. 332. Teléfs. 26 37 07 y 26 39 03-04. Valencia. CHIVA (Valencia).
BASE ANDALUCIA... : Km. 553 de la CN IV de Madrid a Cádiz. Teléf. 72 13 50. DOS HERMANAS (Sevilla).
BASE NORTE... : AMOREBIETA (Bilbao) - Teléfs. 33 41 03-04-05.
BASE ASTURIAS... : Km. 451,60. C. N. 630 Sevilla-Gijón (Sección Adanero-Gijón). Teléfs. 22 47 40-41-42. OVIEDO.
Delegación en La Coruña: Juan Flórez, 65. Teléfs. 22 68 49 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 Teléf. 25 53 47-48. Apartado 943 de Las Palmas TELDE (Gran Canaria).
BASE ZARAGOZA : Polígono Industrial de Cogullada. Avda. Francisco Caballero, 29. Teléfs. 29 53 20 - 29 53 29 y 29 53 28. ZARAGOZA.

F-9-73

Caterpillar, Cat y  son Marcas de Caterpillar Tractor Co.



TERASAKI, A a Z

Desde el principio al fin, desde la caja moldeada hasta el producto terminado, Terasaki lo hace todo. Y naturalmente incluso las partes más pequeñas son sometidas a un régimen de pruebas exhaustivas, lo que hace que los equipos Terasaki puestos a su servicio, sean de plena confianza.

Esta es otra de las razones por las que los interruptores automáticos Terasaki, son la mejor protección contra los riesgos de cortocircuito y sobrecarga.

Sería más sencillo por nuestra parte, comprar componentes a los numerosos fabricantes de ellos, para ensamblarlos después en nuestra factoría, pero no es esa la política de Terasaki.

Agentes de ventas

medex s.a.

Gran Vía, 89 - P.O.B. 1217 - BILBAO-11 - Spain
 Telephone 41 72 00 (5 lines)
 Telex n. ° 33771 : Naves
 » n. ° 32184 : Naves



Especializado en la protección de circuitos

TERASAKI ELECTRIC CO., LTD.



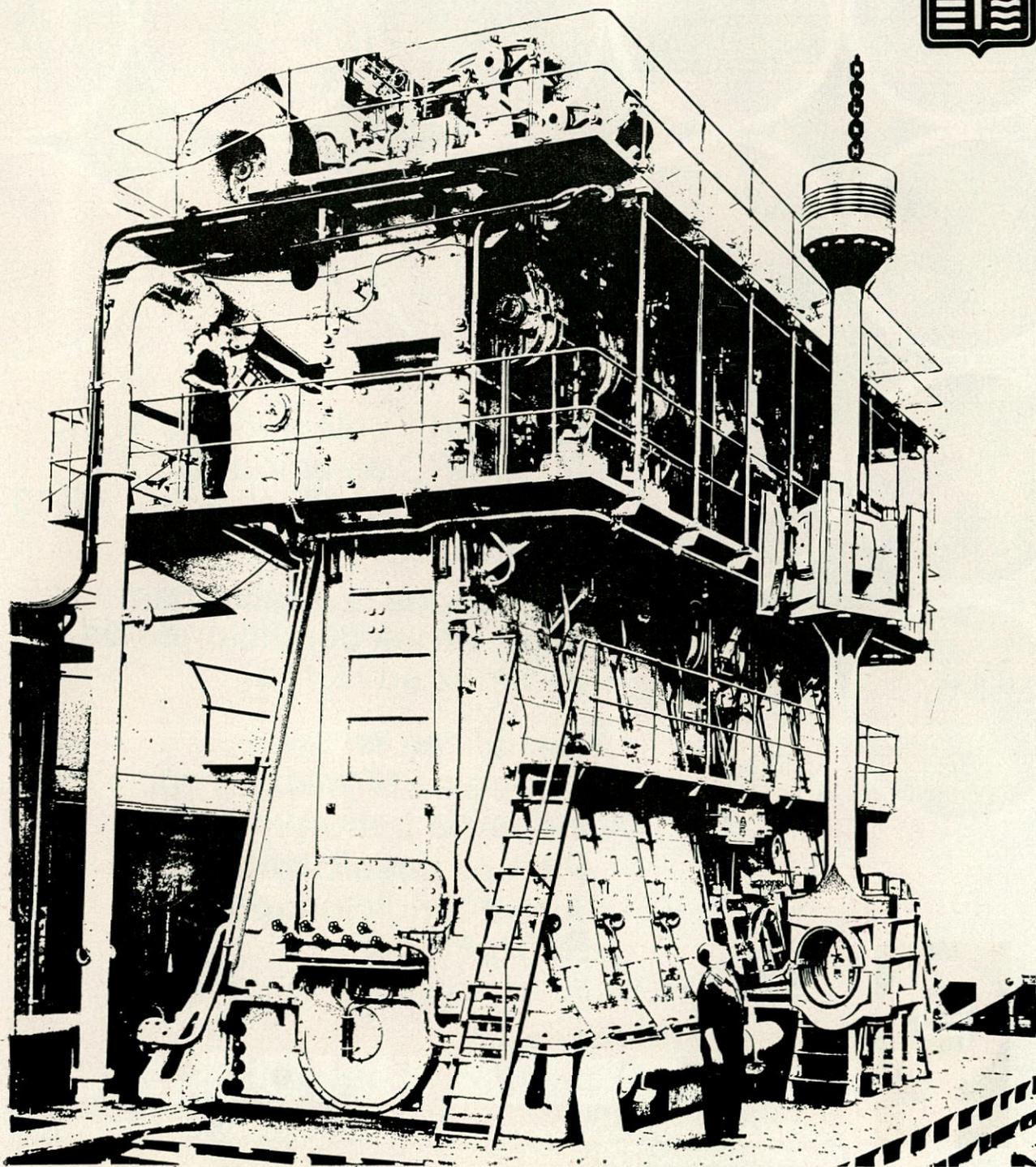
HOLLAND, UNITED KINGDOM, GERMANY, NORWAY, SPAIN, DENMARK, MALAYSIA, SINGAPORE, BRAZIL

NAVEGAMOS POR TODOS LOS MARES. Desde el mayor buque mercante al pequeño y poderoso remolcador, nuestros motores marinos están presentes en todos los mares. Y cada motor que fabricamos resuelve una necesidad específica, y es que...

Donde usted vea progreso, allí está LA MAQUINISTA. En los muelles, sus potentes grúas: Tierra adentro, sus modernas y rápidas locomotoras. Entre altas montañas, sus centrales eléctricas. En los grandes complejos fabriles, sus equipos para plantas industriales y de proceso. En los talleres, sus grupos electrógenos. Trenes eléctricos, turbinas, calderas, maquinaria eléctrica. El progreso va asociado a LA MAQUINISTA.

LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S.A.

Calle Fernando Junoy, s/n / Apartado 94 / Teléfono 207.57.00 / Telegramas MAQUINISTA / Telex 5539 MAQUI / Barcelona-16



Tubos para condensadores e intercambiadores de calor.



ADMIRALTY, aleación 70/29/1
ALUMBRO, aleación 76/22/2
CUPRO-NIQUEL, aleación 90/10
COBRE.

Empleados favorablemente
hasta en las condiciones de
uso más adversas.

Se utilizan en
Centrales térmicas y nucleares
Industria petroquímica
Plantas desalinizadoras
Aire acondicionado y
Refrigeración.



Sen una fabricación de

PRADERA HNOS, S.A.

ZARATAMO (Vizcaya) - Dirección postal: Apartado 107 (Bilbao) Telef. Bilbao: 49 03 00
(12 líneas) - Telex: 33 72 29 - Prade - E

Si se le presenta la ocasión de determinar el uso de válvulas de control mecanoaccionadas, he aquí el catálogo que Usted estará satisfecho de haber pedido.



En cuanto se refiere a válvulas de control mecanoaccionadas y unidades desrecalentadoras, como usted sabe Copes Regulators ofrecen lo mejor que existe en el mundo. Pero para obtener los mejores resultados de cada uno de estos elementos es necesario que se incluyan en los planos iniciales y proyectos.

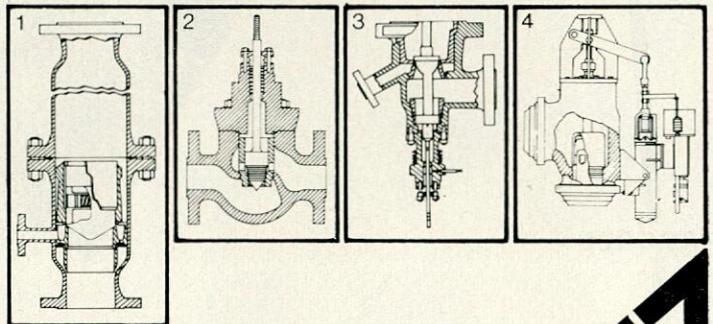
Tanto en construcciones navales, plantas químicas, farmacéuticas, como en cualquier otro proyecto, Copes le ofrece una amplísima gama de válvulas de control para escoger. Le ofrece además las modificaciones necesarias para la adaptación de válvulas y unidades a sus aplicaciones particulares.

Más todavía Copes le brinda muchos años de experiencia y conocimientos técnicos—servicio que se le ofrece gratis y sin obligación alguna.

Pero empiece por el principio. Pida el catálogo de Copes Regulators en que se presenta la gama completa de válvulas de control mecanoaccionadas con detalles técnicos imprescindibles para proyectistas e ingenieros.

Las cuatro unidades ilustradas han sido sacadas del catálogo Copes Regulators.

- 1 Desrecalentador Copes de orificio variable.
- 2 Válvula de control con ajuste en cascada.
- 3 Unidad combinada Copes para reducción de presión y desrecalentado.
- 4 Válvula de control con caja estabilizadora para toda la gama de ajuste.



Copes Regulators Limited

Armstrong Works, Industrial Estate,
Winsford, Cheshire, Inglaterra.

Teléfono: 060-65 2076

Teletipo: 668771

Telegramas: Copeg, Winsford,
Inglaterra.



Copes Regulators Ltd. Armstrong Works, Industrial Estate, Winsford, Cheshire, Inglaterra
Agradeceré me envíen un ejemplar del catálogo Copes Regulators.

Nombre _____
Compañía _____
Dirección _____

CUPROMET ESPAÑOLA, S. A.

* TUBOS DE LATON ESPECIAL PARA CONDENSADORES
* TUBOS DE CUPRONIQUEL * PLACAS TUBULARES

CHAPAS, PLANCHAS, CINTAS
DE COBRE Y LATON

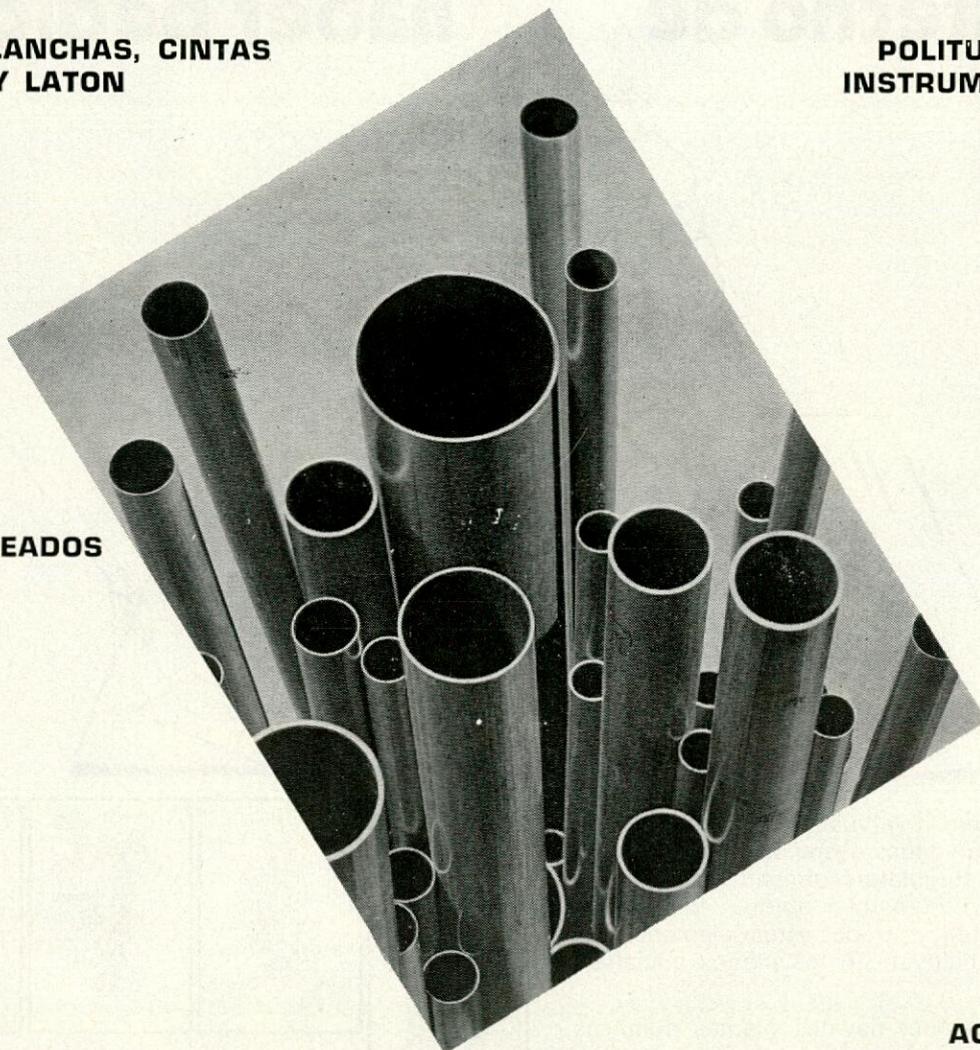
POLITUBOS PARA
INSTRUMENTACION

TUBOS ALETEADOS
DE COBRE

PUESTAS
A TIERRA

RACORES

ACCESORIOS



TODA LA GAMA DE FABRICADOS DE NUESTRAS ASOCIADAS:

SOCIETA METALLURGICA ITALIANA Y DELTA SOCIETA METALLURGICA LIGURE

ALEACIONES: COBRE, LATON, CUPRONIQUEL, TODO SEGUN NORMAS INTERNACIONALES

DEPARTAMENTO DE TUBOS: RECTOS, EN ROLLOS, ALETEADOS, RECUBIERTOS DE P. V. C., ETC.

DEPARTAMENTO DE LAMINADOS: PLANCHAS, CINTAS, DISCOS, PERFILES, ETC.

DEPARTAMENTO DE PRODUCTOS ESPECIALES: POLITUBOS DE INSTRUMENTACION, TOMAS DE TIERRA, HILOS ELECTROCUFER, ETC.

CUPROMET ESPAÑOLA, S. A.

Oficinas Centrales:

Alcalá, 63 - Teléfono 225 89 10 - Madrid-14

Delegación en Barcelona:

Avda. del Generalísimo, 612, Teléf. 239 69 26

Delegación en Bilbao:

Próxima inauguración de nuevas oficinas. Teléf. 25 65 50

aparata eléctrica para construcciones **navales**



**ISODEL-
SPRECHER.**

Méndez Alvaro, 62- tel. 230 34 00 - Madrid 7

**INTERRUPTORES, DISYUNTORES, CONTACTORES,
CAJAS DE PROTECCION, CORTACIRCUITOS,
ORGANOS DE MANDO Y SEÑALIZACION, CENTRO DE CONTROL
DE MOTORES, CELDAS PREFABRICADAS.**

DELEGACIONES - Barcelona, Bilbao, Oviedo,
Sevilla, La Coruña, Valencia, Canarias.

a la seguridad por la calidad

Lista de referencias de hélices de paso controlable, fabricadas por **NAVALIPS** en sus instalaciones de Cádiz.

| ARMADOR | BUQUE | BHP | RPM | DIAMETRO m.m. | ENTREGA | ASTILLERO |
|---------------------------------------|-----------------------------|-----------|-----|------------------|---------|-----------------------------------|
| REMOLCADORES | | | | | | |
| Sertosa | Sertosa Once | 1.500 | 288 | 2.300 | 1968 | Astilleros de Cádiz. Sevilla |
| Valenciana de Remolcadores | Espadan | 1.500 | 288 | 2.300 | 1968 | Astilleros de Cádiz. Sevilla |
| Remolques y Navegación, S. A. | Tarraco | 2.000 | 288 | 2.350 | 1970 | Enrique Lorenzo y Cia. Vigo |
| Cory Hermanos | Vulcano Tercero | 1.650 | 200 | 2.690 | 1970 | Enrique Lorenzo y Cia. Vigo |
| V. Boluda. Valencia | Boluda Primero | 1.800 | 215 | 2.600 | 1970 | Astilleros Neptuno. Valencia. |
| Empremar - Chile | Tiburón | 2 x 840 | 150 | 2.600 | 1971 | Enrique Lorenzo y Cia. Vigo |
| Empremar - Chile | Barracuda | 2 x 840 | 150 | 2.600 | 1971 | Enrique Lorenzo y Cia. Vigo |
| V. Boluda. Valencia | Boluda Segundo | 2.400 | 200 | 3.000 | 1971 | Astilleros Neptuno. Valencia. |
| Sertosa | Sertosa Catorce | 1.650 | 205 | 2.700 | 1972 | Duro-Felguera. Gijón |
| Valenciana de Remolcadores | Martés | 1.650 | 205 | 2.700 | 1972 | Duro-Felguera. Gijón |
| V. Boluda. Valencia | Boluda Tercero | 1.900 | 215 | 2.600 | 1972 | Astilleros Neptuno. Valencia. |
| Remolcadores Ibaizabal | C-133 | 4.000 | 215 | 2.900 | 1972 | Astilleros Celaya. Bilbao |
| Cory Hermanos | C-381 | 2.250 | 200 | 2.690 | 1974 | Factorías Vulcano. Vigo |
| Sertosa | C-95 | 2.475 | 107 | 3.810 | 1973 | Duro-Felguera. Gijón |
| Sertosa | C-96 | 2.475 | 107 | 3.810 | 1973 | Duro-Felguera. Gijón |
| Rques. y Serv. Marítimos | C-72 | 1.800 | 250 | 2.600 | 1973 | Astander. Astillero (Santander) |
| Rques. y Serv. Marítimos | C-73 | 1.800 | 250 | 2.600 | 1973 | Astander. Astillero (Santander) |
| Cory Hermanos | Bandania | 1.800 | 200 | 2.690 | 1973 | Enrique Lorenzo y Cia. Vigo |
| Remolcadores Ibaizabal | C-203 | 4.000 | 215 | 2.900 | 1973 | Astilleros de Mallorca |
| Remolcadores Ibaizabal | C-204 | 4.000 | 215 | 2.900 | 1973 | Astilleros de Mallorca |
| Rques. y Serv. Marítimos | C-81 | 1.800 | 250 | 2.600 | 1973 | Astander. Astillero (Santander) |
| Rques. y Serv. Marítimos | C-82 | 1.800 | 250 | 2.600 | 1973 | Astander. Astillero (Santander) |
| Regisa | C-102 | 2.475 | 107 | 3.810 | 1974 | Duro-Felguera. Gijón |
| PESQUEROS | | | | | | |
| Emilio y José Martín, S. L. Santander | Playa de Matalaños | 800 | 250 | 2.100 | 1970 | Astilleros Zamacona. Bilbao |
| P.E.B.S.A. | C-232 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| P.E.B.S.A. | C-233 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| P.E.B.S.A. | C-234 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| P.E.B.S.A. | C-235 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| P.E.B.S.A. | C-236 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| P.E.B.S.A. | C-237 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| Holmi - Islandia | C-80 | 1.700 | 200 | 2.500 | 1973 | Paulino Freire. Vigo |
| Portland - Islandia | C-416 | 1.700 | 200 | 2.500 | 1973 | C. N. Santodomingo. Vigo |
| Rammi - Islandia | C-1 | 1.700 | 200 | 2.500 | 1973 | Talleres y Varaderos. Huelva |
| Keflavikur - Islandia | C-70 | 1.700 | 200 | 2.500 | 1973 | Marítima de Axpe. Bilbao |
| Meitillinn - Islandia | C-72 | 1.700 | 200 | 2.500 | 1973 | Marítima de Axpe. Bilbao |
| Pesquera Industrial Gallega | C-91 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | Astilleros del Cadagua. Bilbao |
| Pesquera Industrial Gallega | C-92 | 3.000 | 200 | 3.100 | 1973 | Astilleros del Cadagua. Bilbao |
| PESQUEROS FACTORIA | | | | | | |
| Pecheries de Fecamp. Francia | J. Duhamel | 3.600 | 182 | 3.400 | 1972 | Marítima del Musel. Gijón |
| PESQUEROS ARRASTRE | | | | | | |
| Cofemar - Vigo | C-130 | 2.600 | 300 | 2.750 | 1974 | Ascón - Vigo (F. de Meira) |
| M. A. R. - Vigo | C-131 | 2.600 | 300 | 2.750 | 1974 | Ascón - Vigo (F. de Meira) |
| M. A. R. - Vigo | C-235 | 2.600 | 300 | 2.750 | 1973 | Ascón - Vigo (F. de Rios) |
| M. A. R. - Vigo | C-236 | 2.600 | 300 | 2.750 | 1973 | Ascón - Vigo (F. de Rios) |
| CARGUEROS | | | | | | |
| NEASA | Benimar | 2.000 | 288 | 2.600 | 1968 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| NEASA | Benisa | 2.000 | 288 | 2.600 | 1968 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| NEASA | Beniali | 2.000 | 288 | 2.600 | 1968 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| NEASA | Benimusa | 2.000 | 288 | 2.600 | 1970 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| NEASA | Benisalem | 2.000 | 288 | 2.600 | 1970 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| NEASA | Beniajan | 2.000 | 288 | 2.600 | 1970 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| NEASA | Benifarig | 2.000 | 288 | 2.600 | 1971 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| NEASA | Benimamet | 2.000 | 288 | 2.600 | 1971 | S. A. Juliana, Const. Gijonesa |
| ROLL-ON-ROLL-OFF | | | | | | |
| Marítima del Norte | Cometa | 3.150 | 250 | 3.000 | 1971 | Ascón - Vigo (F. de Meira) |
| Sea Containers - Inglaterra | C-129 | 3.200 | 275 | 2.800 | 1972 | Astill. del Atlántico. Santander |
| PETROLEROS | | | | | | |
| CEPSA | Moncloa | 2.440 | 288 | 2.550 | 1971 | Astill. del Cantábrico y de Riera |
| CEPSA | Arapiles | 2.440 | 288 | 2.550 | 1971 | Astill. del Cantábrico y de Riera |
| N. Iberica | C-109 | 2.940 | 187 | 3.300 | 1973 | Astill. del Cantábrico y de Riera |
| N. Iberica | C-110 | 2.940 | 187 | 3.300 | 1973 | Astill. del Cantábrico y de Riera |
| Mobil Oil - U.S.A. | Mobil Lubchem | 2.400 | 300 | 2.500 | 1973 | Astill. del Cantábrico y de Riera |
| PORTACONTAINERS | | | | | | |
| D. Oltman - Alemania | Lindo | 4.600 | 176 | 3.850 | 1972 | Duro-Felguera. Gijón |
| D. Oltman - Alemania | Tendo | 4.600 | 176 | 3.850 | 1972 | Duro-Felguera. Gijón |
| Mist C. Liberia | American Mist | 4.450 | 215 | 3.500 | 1972 | Ascón - Vigo (F. de Meira) |
| Main C. Liberia | American Main | 4.450 | 215 | 3.500 | 1972 | Ascón - Vigo (F. de Meira) |
| Ming C. Liberia | American Ming | 4.450 | 215 | 3.500 | 1972 | Ascón - Vigo (F. de Meira) |
| CEMENTEROS | | | | | | |
| Tr. Marítima Mexicana | Anahuac Segundo | 2 x 2.080 | 300 | 2.650 | 1969 | Astilleros de Cádiz. Sevilla |
| HIDROGRAFOS | | | | | | |
| OCEANOGRÁFICOS | | | | | | |
| Marina de Guerra Española | C-170 | 2 x 1.620 | 375 | 1.825 | 1973 | Empresa N. Bazán - S. Fernando |
| Marina de Guerra Española | C-171 | 2 x 1.620 | 375 | 1.825 | 1973 | Empresa N. Bazán - S. Fernando |
| FERRIES | | | | | | |
| Ybarra y Cia., S. A. | Canguro «Cabo San Jorge» | 2 x 9.790 | 241 | 3.500 | 1974 | U. N. Levante - Valencia |

AGENTES PARA LA VENTA EN ESPAÑA DE: HELICES DE MANIOBRA DE PROA, TIPO LIPS, CIERRES DE BOCINA Y CHUMACERAS "WAUKESHA - LIPS"



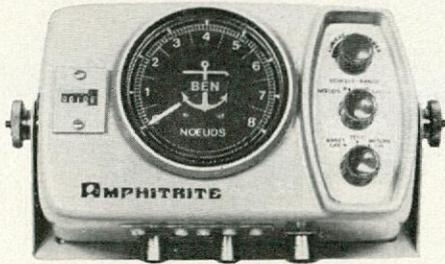
NAVALIPS S.A.

GLORIETA ZONA FRANCA - CADIZ - TELEGRAMAS: NAVALIPS - TELEX: 76032 - Telef. 23 58 08

B E N

La más completa gama de **CORREDERAS ELECTROMAGNETICAS** para buques

Una gama con cinco modelos diferentes, perfectamente escalonados, realmente **única** en el mundo, permite elegir, en cada caso, el modelo más apropiado a las características del buque.



Corredera BEN/PCP, Modelo "AMPHITRITE"

Modelo SPEEDOMER: para yates y embarcaciones de recreo.

Modelo AMPHITRITE: para pesqueros y buques mercantes de pequeño tonelaje.

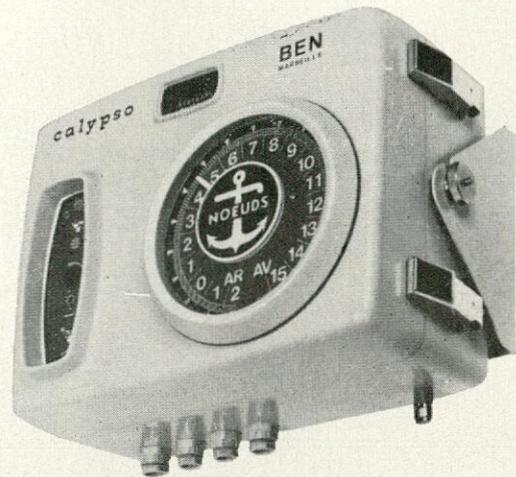
Modelo GALATEE: para grandes pesqueros y buques mercantes de mediano tonelaje.

Modelo CALYPSO: para grandes pesqueros y buques mercantes de gran tonelaje.

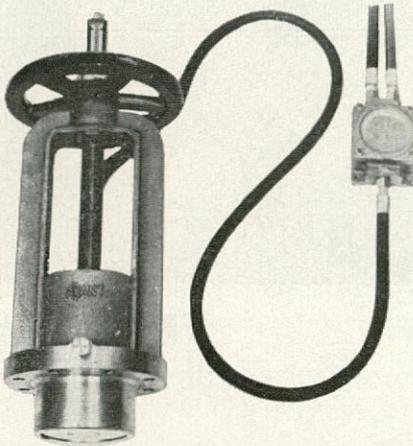
Modelo MK-6: para buques mercantes de las máximas categorías e incluso navíos militares.

BEN es la única marca de correderas electromagnéticas homologada por la **MARINA de GUERRA** francesa.

Todos los modelos **BEN/PCP** hacen uso del tipo de transductor extraplano **BEN** (patentado) **insensible a cambios de salinidad** y enormemente robusto y duradero. Existen diversos modelos de transductor, perfectamente adaptables a cada tipo de buque e instalación en particular. Todos ellos aceptados por **Det Norske Veritas, Germanische Lloyd** y demás **Compañías Clasificadores**.



Corredera BEN/PCP, Modelo "CALYPSO"



Transductor tipo 130 EB

Por su carácter de **Correderas Electromagnéticas de Alta Calidad**, todos los modelos **BEN/PCP** se caracterizan por:

- Gran exactitud y linealidad (en velocidad y distancia) en cualquier margen de velocidad.
- Indicación exacta de velocidad en marcha atrás.
- Muy robustas, totalmente transistorizadas, carecen de partes mecánicas en movimiento o de especial fragilidad.
- Bajo costo de adquisición.
- Mantenimiento sencillo y muy económico.

Fruto de la Colaboración Técnica y Comercial de:

PCP ELECTRONICA APLICADA, S. A.

Sistemas y Servicios Electrónicos

GOYA, 39 - TELÉF. 401 44 58 - TELEX 2 32 39 - P. C. P. E. - MADRID - 1

LABORATORIO DE DESARROLLO Y FÁBRICA:

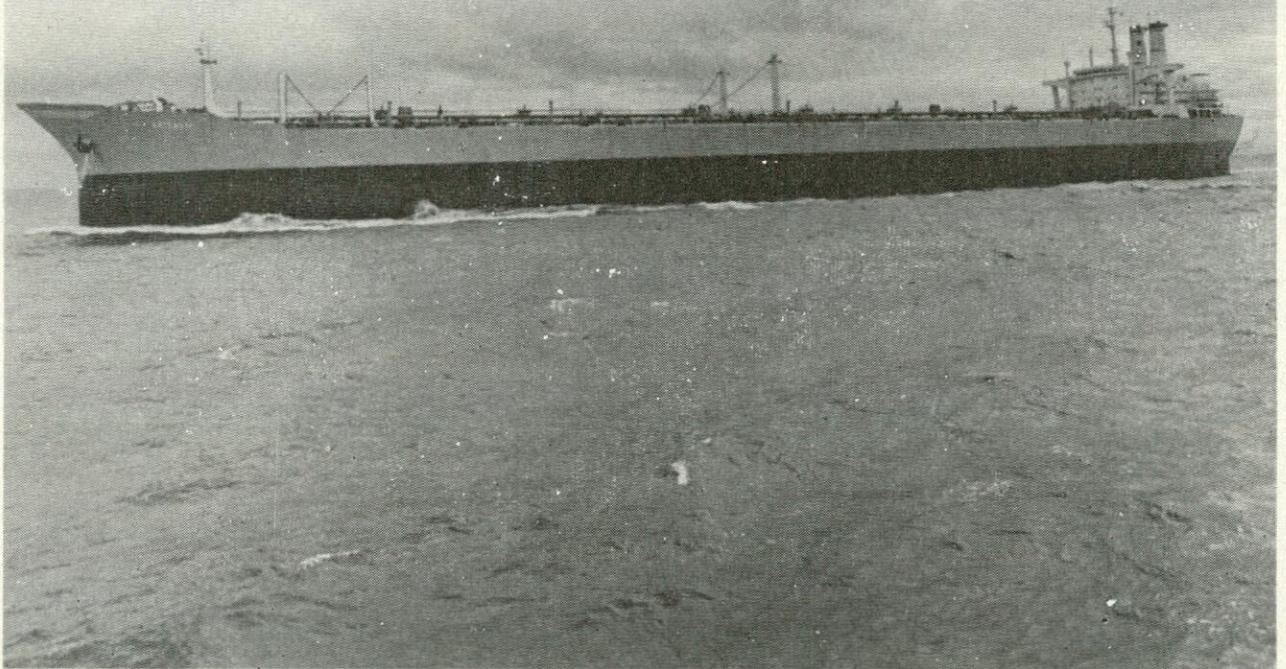
ITURBE, 5 - TELS. 274 02 59 - 274 76 42 — CABLES PCPESA - MADRID - 28

y **BEN-sadelec**
Francia

DELEGACIONES REGIONALES Y SERVICIOS DE ASISTENCIA TECNICA EN TODO EL LITORAL

ASTANO

SUPERPETROLERO "ARTEAGA" PRIMERO DE UNA SERIE DE 325.000 T.P.M.



SERIE "ARTEAGA"
DE 325.000 T.P.M.

CINCO BUQUES PARA:
GULF OIL CORPORATION
PETRONOR
COMPAÑIA MARITIMA RIO GULF

SERIE "TEXACO SPAIN"
DE 270.000 T.P.M.

CINCO BUQUES PARA:
TEXACO
MARFLET

SERIE "CHUN WOO"
DE 230.000 T.P.M.

CUATRO BUQUES PARA:
AFRAN TRANSPORT Co.

Astilleros y Talleres del Noroeste, S. A.

ASTILLERO: EL FERROL DEL CAUDILLO
TELEFONO: 35 81 40
TELEGRAMAS: ASTANO-FERROL



AVDA. DEL GENERALISIMO, 30 - MADRID-16
TELEFONO: 250 12 07
TELEGRAMAS: ASTANO-MADRID

PARA UNA RÁPIDA RESPUESTA: TELEX. 27608 - E



ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION
DE INGENIEROS NAVALES

FUNDADOR:

Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE DE REDACCION

Francisco García Revuelta, Ingeniero Naval.

Angel Garriga Herrero, Ingeniero Naval.

José Manuel de Puelles Benítez, Ingeniero Naval.

Ricardo Rodríguez Muro, Ingeniero Naval.

DIRECCION Y ADMINISTRACION

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

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. { 244 06 70
244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

España y Portugal 500 pesetas
Países hispanoamericanos 600 »
Demás países 850 »
Precio del ejemplar 60 pesetas

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

Depósito legal M. 51 - 1958

DIANA, Artes Gráficas. Larra, 12. Madrid-1973

INDICE DE MATERIAS

Artículos Técnicos

| | Páginas |
|--|---------|
| Editorial | 204 |
| Introducción a la teoría de control | 205 |
| Aplicación de los ensayos no destructivos en astilleros, por Félix Sánchez-Laulhé de Alarcón | 226 |
| La seguridad de los remolques en la mar, por Manuel Bruno Fuster | 233 |
| Puntualizaciones del autor sobre el trabajo "Influencia del timón y de los parámetros geométricos de un buque en su maniobrabilidad" | 240 |

Barcos

| | |
|---|-----|
| Botadura del petrolero "Serir", en la Factoría de Matagorda de Astilleros Españoles, S. A. | 240 |
| Botadura del "Betanzos" en la Factoría de Meira de Astilleros y Construcciones, S. A. | 241 |
| Entrega en Sevilla del carguero "Ivo Vojnovic" | 241 |
| "Le Cellier", buque francés para el transporte de vinos y alcoholes | 241 |
| Tres cargueros alemanes semiportacontainers de 12.500 toneladas | 242 |
| Prototipo de aerodeslizador | 242 |

Noticias

ASTILLEROS

| | |
|--|-----|
| Una cifra en la Construcción de Astilleros Españoles, Sociedad Anónima | 242 |
| Armador noruego construye nuevo astillero | 242 |
| Corea del Sur, ¿la segunda potencia del lejano Oriente? | 243 |

TRAFICO MARITIMO

| | |
|---|-----|
| Inauguración de una nueva terminal en la naviera Aznar en Liverpool | 243 |
| El túnel del canal de la Mancha podría inaugurarse para 1980 | 243 |

REUNIONES Y CONFERENCIAS

| | |
|---|-----|
| Trabajos de la IX Sesiones Técnicas | 243 |
| Asamblea de Construnaves e Indunares | 245 |
| Asamblea de la Asociación de Investigación de la Construcción Naval | 249 |

VARIOS

| | |
|--|-----|
| Representación española de la Construcción Naval visita Suecia | 251 |
| Premios Comismar 1973 | 254 |
| Construcción de tanques esféricos de aluminio para transporte de gas licuado en buques | 254 |
| Cambio en la presidencia del Lloyd's | 254 |
| Erratas | 254 |
| Nuevo tipo de compresor | 255 |
| Nuevos posicionadores para soldar | 255 |

PUBLICACIONES

| | |
|--|-----|
| Fiabilidad, bases teóricas y prácticas | 255 |
| Normas UNE | 255 |

Portada

Petrolero de 230.000 TPM, construido por la Factoría de Cádiz de Astilleros Españoles, S. A. para: Amoco Transport Company.

EDITORIAL

Se publica en este número la noticia de las Asambleas Plenarias de los dos servicios, el de Constructores Navales (Construnaves) y el de la Industria Auxiliar (Indunares), que por primera vez se han celebrado, por mutuo acuerdo, en la misma fecha. Por primera vez, por tanto, se unen en la comida anual que suelen celebrar con motivo de sus Asambleas, los que se ocupan del continente y del contenido. Permitiéndonos llamar al buque continente, mejor que contenedor y no por lo grande que aquéllos se van haciendo, y contenido —en lastre— a la maquinaria, equipo e instalaciones a bordo. Si alguien se siente molesto, retiro lo dicho.

El caso es que con este motivo, el Sr. Ministro de Industria ha pronunciado un discurso, que se incluye, y que ha sido interpretado de distintas formas, posiblemente porque los comentaristas no dispusieron del texto original. Como algunos de estos comentarios han sido poco halagüeños para la técnica de la Construcción Naval Española y, por tanto, para sus técnicos, incluyendo entre ellos a los ingenieros superiores, parece que no ha de sobrar un comentario más en esta Revista.

Sólo unas palabras, porque como en el mismo mes celebrara la Asociación de Investigación de la Construcción Naval su Asamblea Plenaria, aparece también en este número una nota sobre sus actividades actuales y alguna de las razones por las que ciertos trabajos están entre ellas: por no haber podido ser terminados todavía —por falta de fondos—. Bastaría con dicha nota para aclarar algunos puntos que parecen oscuros y que están bien claros. Pero como hay otros y no todos son buenos entendedores, se añade, como antes se ha dicho, unas pocas palabras más.

No se puede negar que la industria española, en general, depende en gran parte de la técnica extranjera. No es un hecho deseable, pero cierto y hasta cierto punto con tendencia a agravarse, como consecuencia, entre otras cosas, de la falta de capital propio de aquella industria y de lo exiguo de las inversiones en investigación, tanto por parte del Sector Público como del privado.

Tampoco se puede negar que, aunque la construcción naval española haya progresado desde los años 40 en progresión geométrica, hasta convertirse en un tópico que hay necesariamente que citar al hablar de la producción industrial de este país, no por haber logrado buenas marcas del "Made in Spain" se ha conseguido que éstas estuvieran acompañadas siempre por el "Designed in Spain". Pero ciertamente también se ha progresado en ese sentido, y en proporción mucho mayor a la producción, si ciframos ésta, no en TRB, es decir en el volumen de aire contenido dentro de los barcos que se construyen, sino por el número de éstos, que ha pasado de 152 en 1964 a 169 en 1972, con fluctuaciones intermedias alrededor de una producción prácticamente constante.

Si miráramos las cosas de esta forma, cosa que naturalmente hacemos, no nos sentiríamos, en verdad, muy orgullosos. Pero aún así podríamos estarlo por los muchos trabajos de investigación realizados en los últimos años por diversas personas o entidades, tanto en número como en calidad y novedad de los temas. De hecho, y aunque aún no sea suficiente el esfuerzo realizado en este sentido, sobrepasan en tasa de crecimiento a la producción de la construcción naval española cualquiera que sea la forma en que ésta sea calculada.

Una demostración de esta mayor dedicación a la técnica por parte de los ingenieros navales españoles está en los trabajos presentados a las Sesiones Técnicas, que actualmente celebra la Asociación de Ingenieros Navales todos los años y no cada tres, o más, como hasta 1967. Y esto, que muchos de los trabajos no son presentados en dichas ocasiones, sino en otros Congresos y Reuniones, que tanto han proliferado en la última década.

En este número aparecen los trabajos previstos para las Reuniones de este año en Vigo. Puede observarse que, sobre un tema tan específico como son los pesqueros, hay ocho de autor español. En el próximo número se comentarán los trabajos presentados en la Asamblea del Centro Nacional de Investigaciones Metalúrgicas. Aparte de que algunos de ellos se debieran a ingenieros navales, puede resaltarse aquí que de las cuatro sesiones dedicadas a la soldadura en dicha Asamblea, tres fueron presididas por ingenieros navales, dos de ellos españoles y el otro, T. Jaroszynski, que ya casi lo es. Lo que muestra la consideración que ha alcanzado la ingeniería naval ante un Centro Estatal de investigación, que no tiene con ella otra relación que la propiamente técnica.

No significa todo esto que el señor Ministro no tenga razón, que los constructores navales no deban hacer un mayor esfuerzo en el sentido de aportar más y mejores medios y más iniciativa para mejorar nuestra situación tecnológica. Pero no es cierto, como algunos han interpretado, que en España no existe o que es escasa la técnica en este sector. Al menos, no es menor que en los demás, si hacemos caso de lo que afirma un corresponsal de Fairplay, en su número del 17 de mayo, pág. 13 (el mismo número, por cierto, en el que se publica un artículo de J. B. Parga, gracias a cuyos proyectos se han exportado muchos barcos españoles, sobre "La Marina Mercante, la Construcción Naval y la Bola de Cristal"). El corresponsal inglés dice textualmente:

"Naval Architecture is, indeed, the only spanish professional activity which exports technique with a well-earned prestige abroad".

No parece necesario traducirlo. Lo que sí es obligado, porque "noblesse oblige" es que nos superemos para mantener y aumentar el prestigio ya adquirido en el exterior y evitemos mermas de dicho prestigio en el interior.

INTRODUCCION A LA TEORIA DE CONTROL

(Continuación) (*)

6. PRINCIPIOS DE TEORÍA MODERNA DE CONTROL.

Todo lo que hemos visto hasta ahora en este trabajo está dentro de lo que se considera como la Teoría Clásica de Control. En éste y en los capítulos siguientes vamos a tratar de algunos de los problemas de que se ocupa la llamada Teoría Moderna de Control que, como puede verse en el Apéndice III de este trabajo, empezó a desarrollarse en los años 60.

6.1. Fundamentos matemáticos.

La Teoría Moderna de Control utiliza además de los resultados hallados siguiendo la Teoría Clásica otros distintos obtenidos empleando métodos matemáticos diferentes.

La transformación de Laplace pierde gran parte de su interés al poderse resolver las ecuaciones diferenciales bien mediante simulación en un computador analógico (véase el Apéndice II del presente trabajo) o bien numéricamente en un computador digital. Así la ecuación diferencial:

$$\dot{x} = a x(t) + b u(t) \quad [1]$$

puede resolverse con ayuda de un computador digital calculando numéricamente la expresión:

$$x(t) = x(0) e^{at} + \int_0^t e^{a(t-\tau)} b u(\tau) d\tau \quad [2]$$

correspondiente a la solución de la homogénea más la solución particular de la completa.

La aplicación del computador no se limita a la resolución de ecuaciones diferenciales aisladas, pues puede aplicarse también a la resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales, ya que el Algebra Matricial permite tratar los sistemas de ecuaciones diferenciales como una única ecuación, que puede calcularse numéricamente.

Así, el sistema de ecuaciones diferenciales en forma matricial:

$$\dot{\{x\}} = A \{x\} + B \{u(t)\} \quad [3]$$

se resolvería calculando numéricamente la expresión:

$$\{x\} = \{x(0)\} e^{At} + \int_0^t e^{A(t-\tau)} B u(\tau) d\tau \quad [4]$$

análoga formalmente a la [2].

La matriz e^{At} puede calcularla el ordenador numéricamente mediante su desarrollo en serie:

$$e^{At} = I + A t + \frac{A^2}{2!} t^2 + \frac{A^3}{3!} t^3 + \dots \quad [5]$$

El estado de un sistema de control en cada momento quedará definido por una serie de variables, relacionadas entre sí, en general, por un sistema de ecuaciones diferenciales. Utilizando Algebra Matricial el conjunto de variables anterior puede representarse mediante un cierto vector $\{x\}$ de un espacio euclídeo de n dimensiones. A este espacio se le denomina, en Teoría Moderna de Control, "state space" o espacio de la variable de estado.

Por último, para abordar los problemas de optimización, la Teoría Moderna de Control utiliza el Cálculo de Variaciones, que permite resolver problemas tales como el de hallar el máximo o el mínimo de una integral, cuyo integrando es una cierta función de la variable de estado, o el de resolver un sistema de ecuaciones diferenciales en forma matricial en un espacio que puede ser: el Euclídeo de n dimensiones, el de Hilbert, Banach, Lebesgue o Sobolev. Si el lector está interesado en este tipo de problemas puede consultar las referencias (1) y (10) que se dan en la Bibliografía final de este trabajo.

6.2. Problemas de que se ocupa esta teoría.

Los problemas principales de que trata la Teoría Moderna de Control son los siguientes:

6.2.1. Control óptimo de los sistemas lineales.

Como hemos dicho anteriormente, la resolución del problema de la optimización de un sistema de control lineal sólo es posible si se conoce el Cálculo de Variaciones, por lo que este problema está todavía en manos de los matemáticos, y por su complejidad no nos detendremos en ello.

Un buen libro de referencia en este tema es el de Ogata "State Space Analysis of Control Systems" [Ref. (11)], pero por su dificultad de comprensión para el que empieza a estudiar estos problemas es preferible leer previamente la obra de Dorf "Time Domain Analysis and Design of Control Systems" [Ref. (6)].

(*) Es éste el final de los capítulos publicados con el mismo nombre en los números de agosto 73 y enero 72.

6.2.2. *Sistemas de control no lineales.*

Son aquellos cuya ecuación o ecuaciones diferenciales representativas no son lineales, bien porque existe alguna variable o derivada elevada a un cierto exponente o bien porque los coeficientes no son constantes, sino que varían con el tiempo.

Para este tipo de sistemas no es de aplicación la transformación de Laplace y, por tanto, tampoco es posible el estudio de ellos mediante su Función de Transferencia.

Se tienen que estudiar mediante la resolución directa de las ecuaciones diferenciales no lineales correspondientes. Para resolver este tipo de ecuaciones resulta idóneo un computador analógico con capacidad suficiente. (Véase nuevamente el Apéndice II de este trabajo.)

6.2.3. *Sistemas de control aleatorios.*

Este tipo de sistemas resulta de menos interés para nosotros. Son aquellos sistemas de control en que la señal de entrada es una cierta función de distribución en el tiempo (de Poisson, Gaus, etc.) de una variable aleatoria y, por tanto, la señal de salida será también otra función de distribución.

6.2.4. *Sistemas de Control adaptativos.*

Resultan de gran interés para el ingeniero por los beneficios que reporta su aplicación práctica. Por esta razón se estudian en el capítulo 7 de este trabajo.

6.2.5. *Sistemas de control con parámetros distribuidos.*

Las variables de estos sistemas dependen no sólo del tiempo, sino también del espacio y, por tanto, las ecuaciones diferenciales que los definen serán en derivadas parciales. Por su interés se tratará de ellos en el capítulo 8.

6.2.6. *Identificación.*

Los dos problemas típicos sobre identificación en la Teoría Moderna de Control son:

- Averiguar cuál será la señal de salida en un sistema conocido causada por una determinada señal de entrada.
- Determinar la configuración de un cierto sistema a partir de la señal de respuesta que induce en él una determinada señal de entrada aplicada al mismo.

El primer problema es relativamente sencillo de resolver, pues en el peor de los casos se limita a la resolución de una ecuación diferencial.

El segundo problema implica, por el contrario, la determinación del modelo matemático correspondiente al sistema a partir del comportamiento del mismo en uno o varios casos particulares.

Hay diferentes métodos para la resolución de este último problema. Vamos a ver algunos para el caso de sistemas de control lineales, los cuales quedarán determinados en cuanto conozcamos su función de transferencia $G(s)$:

6.2.6.1. *Respuesta a un impulso.*

Aplicando como señal de entrada al sistema un impulso unitario y recordando que la transformada de Laplace correspondiente es la unidad tenemos que:

$$\theta_o(s) = L\{\delta(t)\} = 1$$

$$G(s) = \frac{\theta_s(s)}{\theta_o(s)} = \theta_s(s)$$

Esto es, la función de transferencia coincide con la señal de salida que conocemos sin más que registrarla adecuadamente (Fig. 6.1).

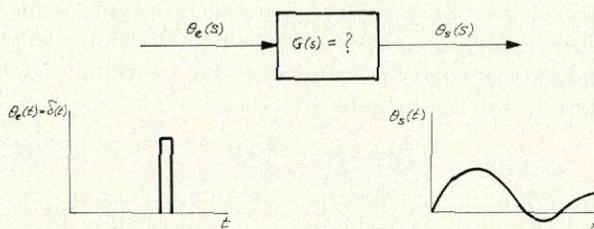


Fig. 6.1

6.2.6.2. *Respuesta en frecuencia.*

Este método consiste en aplicar una señal de entrada sinusoidal de una cierta frecuencia ω y registrar la señal de salida correspondiente. Con lo cual conocemos

$$G(j\omega) = \frac{\theta_s(j\omega)}{\theta_o(j\omega)}$$

y, por tanto, la función de transferencia $G(s)$ sin más que sustituir $j\omega$ por s en la expresión de $G(j\omega)$.

Los dos métodos anteriores tienen las dos limitaciones siguientes:

1. Aplicables sólo a sistemas lineales.
2. Precisan una señal de entrada especial.

Para mayor información sobre ellos pueden consultarse las referencias (2) y (7).

Si quiere realizarse la identificación de un sistema no lineal o si las señales de entrada son las correspondientes al funcionamiento normal del sistema

puede usarse el método de Sprague y Kohr descrito en la referencia (12).

7. SISTEMAS DE CONTROL ADAPTATIVO.

Se conoce con el nombre de sistemas de control adaptativo, aquellos sistemas capaces de ajustar sus propios parámetros de control para mantener en cada momento unas condiciones óptimas de funcionamiento.

Independientemente de que las técnicas matemáticas para el estudio de los sistemas adaptativos (también llamados auto-optimizantes), que se han desarrollado en los últimos años y que comprenden cálculo de probabilidades y de procesos aleatorios, métodos variacionales y teoría de la cibernética, son en esencia muy complicadas, las aplicaciones prácticas de estos sistemas de control forman todavía un amplio campo para el Ingeniero ya que existe una multitud de problemas a los que son aplicables aquellas técnicas y estudios matemáticos.

A continuación se expondrán someramente algunos de estos problemas, que por su propia naturaleza, exigen sistemas de control de tipo adaptativo.

7.1. Avance a la inyección en un motor Diesel.

Podemos considerar un motor Diesel como composición de elementos en los que se desarrollan distintos procesos:

a) Interior del cilindro, donde se realiza el proceso de combustión, o liberación de la energía química del combustible en forma de energía de presión de los gases sobre el pistón. Es un proceso esencialmente no lineal.

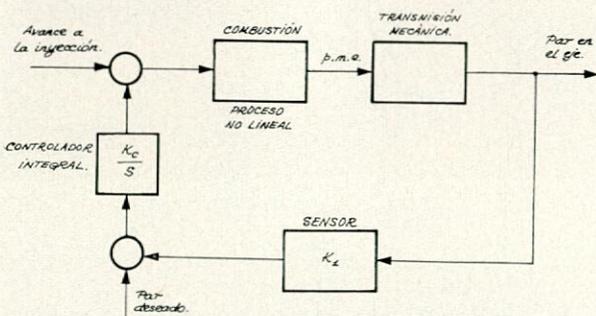


Fig. 7.1

b) Mecanismo biela-manivela, en el cual la anterior energía de presión, que produce un movimiento de traslación del pistón, se convierte en energía mecánica de rotación en el cigüeñal. Es un proceso lineal que introduce un cierto desfase temporal de tipo exponencial, debido, fundamentalmente, a la inercia de las partes móviles del sistema.

Un diagrama de bloque sencillo para este sistema es el representado en la figura 7.1.

Si representamos la curva Par-Avance a la inyección, a distintas velocidades de régimen. (Fig. 7.2) vemos que las curvas tienen un máximo que nos representa el par máximo (y, por tanto, la potencia)

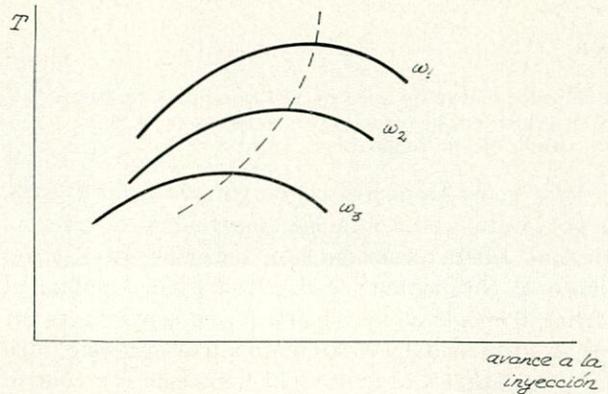


Fig. 7.2

que podemos obtener del motor en unas condiciones determinadas. Dado que existe una multitud de factores que afectan a esta potencia (distintas calidades de combustible, variaciones en la presión de compresión debido a desgaste de los aros, perturbaciones de la velocidad debidas a pequeñas variaciones en el par resistente, etc.), es prácticamente imposible mantener a lo largo de la vida del motor el valor máximo del par con las condiciones de funcionamiento impuestas inicialmente en el proyecto del mismo.

Por tanto, sería de gran importancia que el valor deseado del par que nos sirve de comparación para que actúe el sistema de control fuera un parámetro que el mismo sistema se suministrase, encontrándose dicho valor constantemente en la curva de los máximos.

Un problema similar nos encontraríamos en el caso del motor de explosión, sustituyendo el avance a la inyección por el avance de la chispa.

7.2. Control del deslizamiento y frenado en locomotoras.

La curva que nos representa la variación de la relación de deslizamiento con la fuerza de fricción ac-

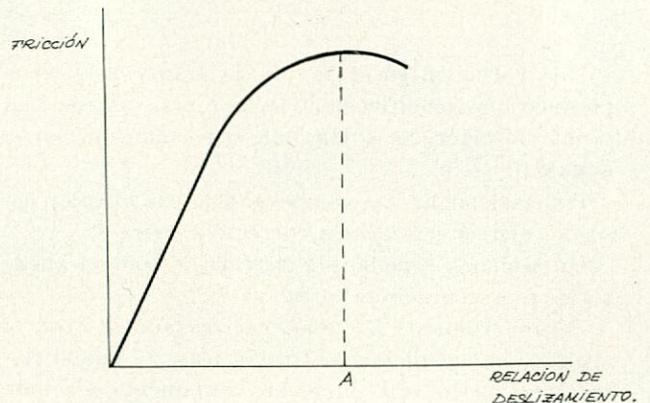


Fig. 7.3

tuando sobre la rueda viene dada por la figura 7.3. donde:

$$\text{Relación de deslizamiento} = \frac{V}{2 \pi R N}$$

con

V = velocidad de avance de la locomotora (m/seg.).
 N = velocidad de rotación de la rueda (r. p. s.)
 R = radio de la rueda (m.).

Para poder transmitir el mayor par a las ruedas, y por tanto, obtener la máxima fuerza de tracción sin que exista deslizamiento, debemos estar en el punto A. No obstante, esta curva puede cambiar al variar el estado de las superficies en contacto, es decir, el coeficiente de rozamiento y, por supuesto, otro tanto le ocurrirá al punto A. Un sistema con control adaptativo puede regular los parámetros de funcionamiento de la máquina para que nos encontremos siempre en el máximo de cada curva.

Idéntico problema se presenta en el frenado; el par aplicado por los frenos no debe sobrepasar el valor máximo dado por el pico de la curva, pues las ruedas se agarrotan y, por consiguiente, patinan.

7.3. Control de altura en aviones.

La fuerza ascensional requerida para elevar el avión es suministrada por los alerones de control. (Figura 7.4.)

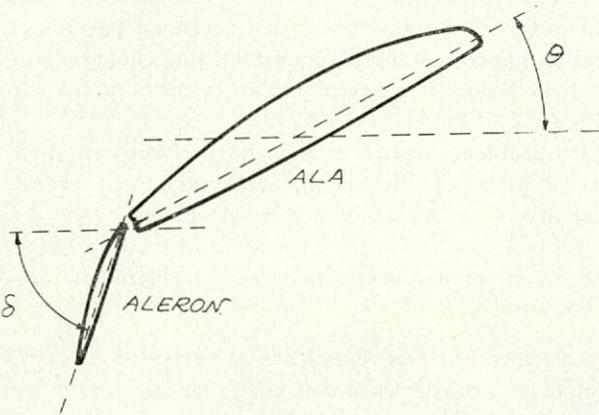


Fig. 7.4

Una variación en el ángulo de ataque del alerón produce una modificación de la fuerza ascensional y una elevación del avión, que viene indicada por el ángulo θ .

Podemos medir θ y, comparándolo con el valor deseado, ejercer una acción correctiva sobre δ .

Un esquema sencillo del sistema de control puede ser el representado en la figura 7.5.

Pero el valor de K^* varía sustancialmente con la altura y las condiciones atmosféricas, ya que el flujo alrededor del ala puede ser seriamente afectado por éstas. Por tanto, es un caso más de posible uso

de sistemas de Control Adaptativo, en el que el propio sistema regula el valor deseado de θ , para obtener los mismos efectos ascensionales a diferentes alturas y condiciones exteriores.

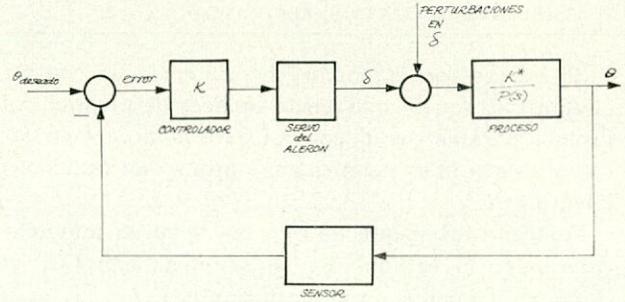


Fig. 7.5

7.4. Sistemas de control por máximos (Extremal Control System).

Son sistemas de control adaptativo ideados para dirigirse por sí mismos al punto óptimo de funcionamiento del sistema, que, en este caso, es el máximo de la curva representativa del mismo. Aplicables especialmente a la regulación de los motores de combustión interna, consisten, en esencia, en lo siguiente:

La curva que nos representa el par obtenible en función de uno cualquiera de los parámetros de los que éste depende adopta, normalmente, la forma que observamos en la figura 7.6.

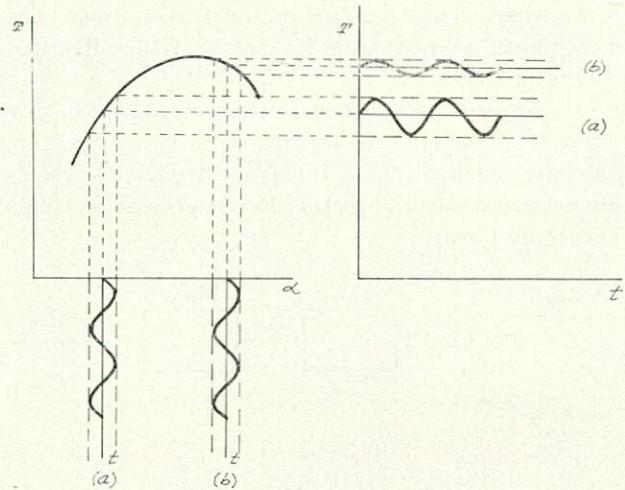


Fig. 7.6

En la misma figura está representado, en esencia, el funcionamiento del Sistema de Control por Máximos.

Aplicando una pequeña variación (por ejemplo sinusoidal), al parámetro, el par variará de una forma similar (sinusoide más o menos deformada según la curva $\Gamma - a$ se aparte más o menos de una recta), pero de tal forma que estará en igualdad de fase con la variación introducida en el parámetro si la pendiente de la curva es positiva y en oposición si la pendiente es negativa. (Casos a y b, respectivamente, en la figura).

Si detectamos la igualdad u oposición de fase de ambas señales, sabremos en qué sentido deberemos variar α (aumentando o disminuyendo su valor) para acercarnos al máximo. En el mismo máximo, si la amplitud de la perturbación de α es pequeña, la curva $T - \alpha$ puede identificarse con una recta horizontal (su tangente), y al variar α no detectaremos perturbación alguna en T . La ausencia de señal de respuesta nos indica, por tanto, que nos encontramos bien en el máximo, bien en las proximidades del mismo.

Un sistema práctico de control por máximos para regulación de motores de combustión interna es el representado en esquema en la figura 7.7.

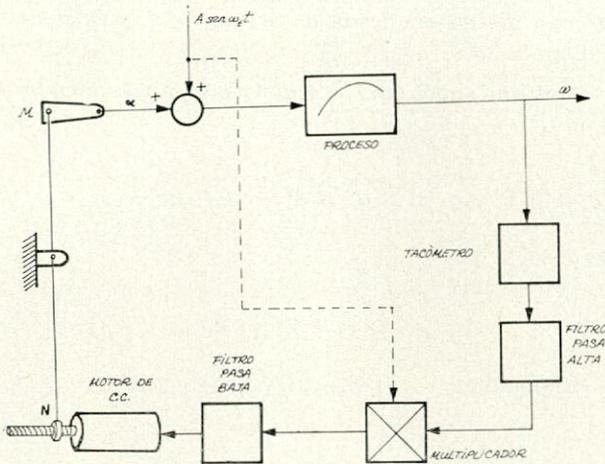


Fig. 7.7

En el elemento de suma se superpone al valor α del parámetro la señal $A \text{ sen } \omega_t t$, con lo que la señal resultante es sinusoidal. Si la zona de trabajo de la curva $T - \alpha$ puede ser asimilada a una recta, la velocidad de salida del motor será también sinusoidal, tal como muestra la figura 7.8, siempre y cuando el par resistente sea constante.

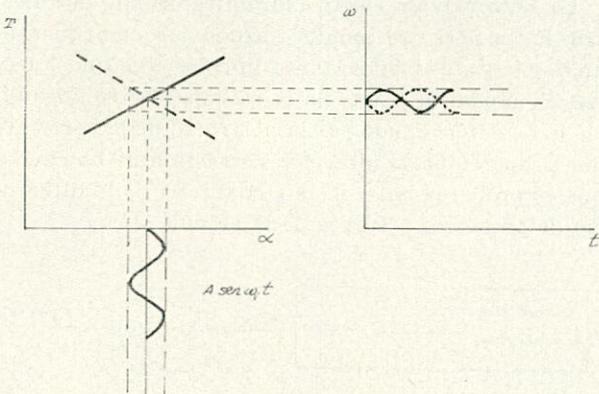


Fig. 7.8

La señal que mide el tacómetro puede ser, por tanto:

- a) $\omega + A_1 \text{ sen } \omega_t t$.
- b) $\omega - A_1 \text{ sen } \omega_t t$.

donde ω_t es la pulsación de la señal de prueba.

El filtro pasa alta nos elimina las bajas frecuencias y, por tanto, de este filtro nos saldrán las señales:

- a) $A_1 \text{ sen } \omega_t t$.
- b) $-A_1 \text{ sen } \omega_t t$.

En el Multiplicador obtenemos el producto de esta señal por la $A \text{ sen } \omega_t t$, resultado:

$$\begin{aligned}
 \text{a) } & A_1 \text{ sen } \omega_t t \cdot A \text{ sen } \omega_t t = A_1 A \text{ sen}^2 \omega_t t = \\
 & = A_1 A \frac{1 - \cos 2 \omega_t t}{2} = \frac{AA_1}{2} - \frac{AA_1}{2} \cos 2 \omega_t t \\
 \text{b) } & (-A_1 \text{ sen } \omega_t t) \cdot A \text{ sen } \omega_t t = -A_1 A \text{ sen}^2 \omega_t t = - \\
 & = -A_1 A \frac{1 - \cos 2 \omega_t t}{2} = -\frac{AA_1}{2} + \frac{AA_1}{2} \cos 2 \omega_t t
 \end{aligned}$$

El filtro pasa baja nos elimina las altas frecuencias y, por tanto, a su salida tenemos las señales

$$\begin{aligned}
 \text{a) } & \frac{AA_1}{2} \\
 \text{b) } & -\frac{AA_1}{2}
 \end{aligned}$$

que son señales de corriente continua que nos harán girar al motor de C. C. en uno u otro sentido, variando la conexión mecánica MN (Fig. 7.7.) y, por tanto el parámetro α .

El motor de C. C. es un integrador mecánico, ya que mientras estemos recibiendo señales (no estamos en el máximo de la curva), girará en un sentido o en el contrario, según el signo de dichas señales, variando de forma continua el parámetro α .

Cuando la velocidad de salida es la deseada, o sea, la correspondiente al par máximo, las variaciones en α no influirán en ella, y lo que mide el tacómetro es una señal constante ω_{max} (debido a que la curva $T - \alpha$ es tendida en las proximidades del máximo). Por tanto, el Filtro pasa alta la elimina y la salida del multiplicador es 0. El motor, por tanto, no se mueve, y α en este momento es el valor buscado.

Como vemos es un sistema muy simple de Control Adaptativo. No obstante su sencillez es un sistema usado sólo en aviación y regulación de procesos químicos complicados, ya que alcanza un elevado precio, al requerir un tacómetro, filtros, generador de funciones sinusoidales, motor eléctrico y actuador o reguladores del parámetro.

7.5. Análisis de la estabilidad del sistema de gobierno de un vehículo articulado.

El control de la dirección o características de maniobrabilidad de un vehículo articulado terrestre del tipo "oruga" son función principalmente de la distribución de la inercia y del sistema de gobierno. Dada la importancia de este último, y dando por sentado que es la única parte del sistema que podemos

controlarse se estudiará separadamente su influencia sobre el control de la dirección del vehículo.

Para efectuar el control del gobierno de vehículos articulados pesados, se requiere un sistema posicionador que tenga rápida respuesta y buena exactitud.

En la figura 7.9 se indica, en esquema, un típico vehículo articulado con sistema de gobierno empleando un posicionador hidráulico. ψ_{AA} representa el ángulo de la articulación que deseamos controlar.

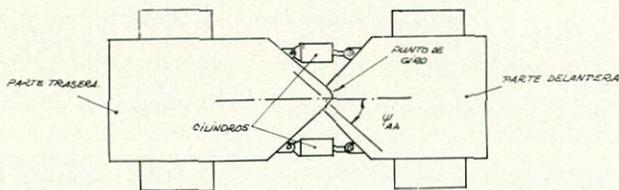


Fig. 7.9

gulo de la articulación que deseamos controlar. Se eligió un sistema de bucle cerrado que aumentara la seguridad de maniobrabilidad y disminuyera la fatiga del conductor. Se representa en la figura 7.10.

Se seleccionó un sistema de control de gobierno electrohidráulico porque:

- 1) Los parámetros de las componentes electrohidráulicas se conocen perfectamente.
- 2) Las variables asociadas se pueden medir.
- 3) El sistema se puede simular fácilmente en el computador analógico.

El funcionamiento del sistema, en forma simplificada, consiste en lo siguiente: El conductor del vehículo gira el volante para producir el ángulo de articulación deseado ψ_{AA} ; el volante hace girar un potenciómetro que produce un voltaje de entrada proporcional al ángulo ψ_{AA} deseado.

Este voltaje se suministra a un amplificador operativo que contiene los circuitos de compensación necesarios para llevar a cabo su tarea. Este amplificador suministra la corriente eléctrica a la servoválvula electrohidráulica que dirige el suministro de aceite al adecuado cilindro, los cilindros ejercen una fuerza suministrada por una diferencia de presiones que articula el vehículo al ángulo ψ_{AA} actual. Se realimenta este ángulo mediante otro potenciómetro que suministra el voltaje correspondiente al amplificador operativo; se resta con el de entrada y el sistema de control articula el vehículo hasta que esa diferencia (es decir, el error) se anule.

El modelo de simulación sobre el computador analógico necesario para la investigación del sistema, se realizó tras obtener las funciones de transferencia de las clásicas ecuaciones de Newton en el caso de un sistema con tres grados de libertad, y se resolvió en un modo muy simple mediante una ecuación vectorial diferencial (sistema de ecuaciones diferenciales lineales) trabajando en el espacio vectorial de la variable de estado $Z \in R^6$. (Ver Apéndice I.)

$$G \dot{Z}^T = H Z^T + f^T M$$

donde G es una matriz cuadrada de orden 6 con determinante distinto de cero y, por tanto, inversible, H una matriz cuadrada de orden 6 y f^T una matriz columna de 6 filas.

Multiplicando por la izquierda ambos miembros por G^{-1} :

$$\dot{Z}^T = G^{-1} H Z^T + G^{-1} f^T M$$

es decir:

$$\dot{Z}^T = \hat{H} Z^T + \hat{f}^T M$$

Llamando:

$$\hat{H} = G^{-1} H$$

$$\hat{f}^T = G^{-1} f^T$$

de este modo se llega a un sistema de seis ecuaciones lineales que se puede integrar con 9 amplificadores (de ellos 6 son integradores efectivos, operando los otros 3 sólo para cambios de signo). Se escribieron programas para computadores digitales a fin de obtener las componentes de las matrices y subrutinas standard para la determinación de las frecuencias naturales del movimiento, etc.

La servoválvula electrohidráulica, siendo no lineal por naturaleza, se simuló usando los componentes analógicos apropiados, tanto lineales como no lineales. El caudal de aceite de la válvula electrohidráulica viene determinado por la polaridad de la corriente que proporciona la dirección correcta a dicho caudal que es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de presiones a través de la válvula.

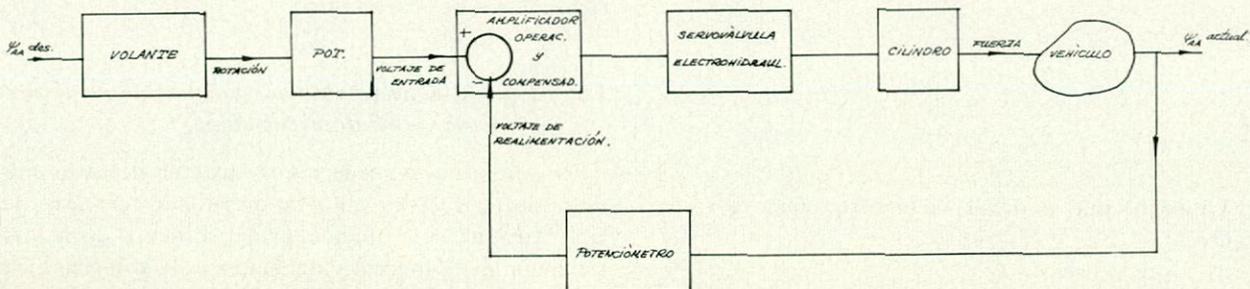


Fig. 7.10

El cilindro hidráulico viene descrito por:

$$F = A \Delta P$$

(fig. 7.11) y planteando la ecuación general de la termodinámica:

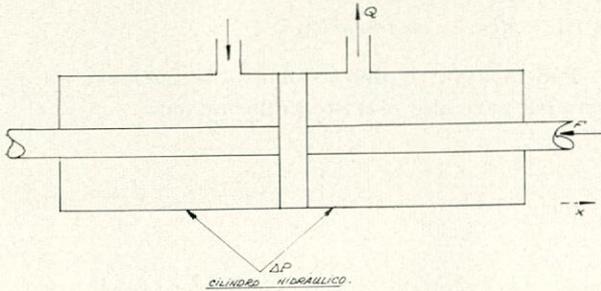


Fig. 7.11

$$\begin{matrix} \text{Energía} \\ \text{suministrada} \end{matrix} = \begin{matrix} \text{Energía} \\ \text{almacenada} \end{matrix} + \begin{matrix} \text{Energía} \\ \text{disipada} \end{matrix}$$

se obtiene:

$$\dot{\Delta P} = c(Q - \Delta \dot{X})$$

donde

- A = Area de la sección transversal.
- C = Constante que incluye el volumen de aceite perdido y el módulo volumétrico.
- F = Fuerza.
- ΔP = Diferencia de presiones a través del cilindro.
- $\dot{\Delta P}$ = Variación respecto al tiempo de la diferencia de presiones.
- Q = Caudal.
- \dot{X} = Velocidad del pistón.

La fuerza de salida en la simulación se consiguió representando las ecuaciones mediante componentes analógicos standard. Se usaron dos cilindros pero dado que están hidráulicamente interconectados se pueden tratar en este análisis como un único cilindro. La simulación del cilindro punteada en la figu-

ra 7.12 completa el modelo analógico usado para el estudio de las características de gobierno.

8. SISTEMAS DE CONTROL DE PARÁMETROS DISTRIBUIDOS.

Hasta ahora, todos los sistemas dinámicos estudiados eran descritos por un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias ya que las funciones de estado del sistema eran funciones de una variable real, el tiempo. En muchas situaciones, las funciones que definen el estado del sistema no sólo dependen del tiempo, sino también del dominio del espacio en que estén definidas, de tal modo que su comportamiento dinámico sólo se puede describir adecuadamente mediante ecuaciones diferenciales en derivadas parciales.

8.1. Descripción del sistema.

Supongamos un espacio euclídeo de n — dimensiones y un abierto (hiperesfera de n — dimensiones) de la topología de E_n , conexo que llamaremos Ω . Llamaremos $F_r(\Omega)$ a la frontera de Ω y Ω' , que es el menor cerrado que contiene a Ω , es decir: $\Omega' = \Omega \cup F_r(\Omega)$. Llamemos \bar{x} al elemento genérico de E_n , es decir:

$$\bar{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n).$$

El estado del sistema dinámico para cualquier valor de t puede definirse por un conjunto de funciones u_i definidas para todo $(t, \bar{x}) \in I \times \Omega$ y que para cada subíndice (i) varían en un conjunto T_i que llamaremos espacio de la componente (i) de la función estado $u_i \in T_i$; al espacio producto cartesiano:

$$T = T_1 \times T_2 \times \dots \times T_m$$

le llamaremos espacio de la función de estado, y cada función de estado

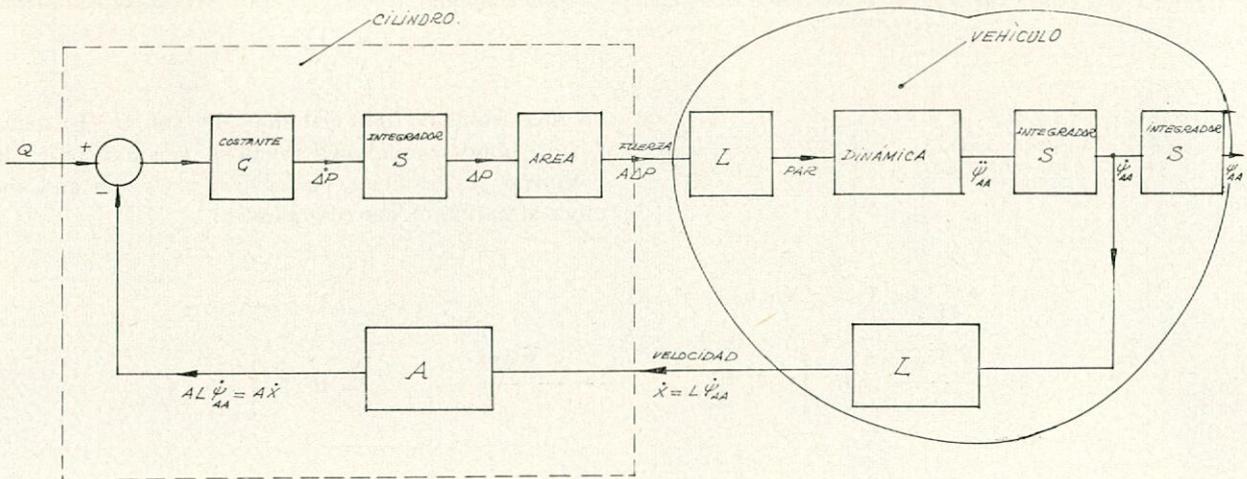


Fig. 7.12

$$\bar{U} = (u_1, u_2 \dots u_m) \in T$$

puede ser por ejemplo el espacio de funciones k veces continuamente diferenciables sobre Ω con $k \in N^+$.

El control se establece por la existencia de ciertas funciones de entrada que clasificaremos por conveniencia en:

1) $f \Omega_i(t, \bar{x}) \quad i=1 \dots k$ definidas para todo $\bar{x} \in \Omega$ y que están distribuidas sobre todo Ω o sobre algún subconjunto suyo.

2) $f F_r(\Omega) j(t, \bar{x}') \quad j=1 \dots k$ definidas para todo $\bar{x}' \in F_r(\Omega)$ distribuidas sobre todo $F_r(\Omega)$ o sobre alguno de sus subconjuntos.

3) $f \Omega' i(t, \bar{x}) \quad i=1 \dots k$ definidas para todo $\bar{x} \in \Omega'$.

En situaciones físicas, no todas las funciones de estado $u_i(t, \bar{x})$ pueden ser directamente medibles. Denotaremos por $v_j (j \leq n)$ a las funciones de estado medibles directamente, a las que llamaremos respuesta o salida del sistema. Estas v_j se pueden considerar como una transformación M operada de T en uno de sus subconjuntos y que puede ser:

1) Espacialmente dependiente: M transforma el conjunto de las funciones de estado $u_j(t, \bar{x})$ en un conjunto de funciones de salida espacialmente dependiente $v_j(t, \bar{x})$, por ejemplo, por una transformación lineal representada por una matriz $B = (b_{ij})$ de elementos constantes:

$$v_j(t, \bar{x}) = \sum_i b_{ji} \cdot u_i(t, \bar{x})$$

es decir:

$$\bar{v}^T = B \cdot \bar{u}^T$$

con B en general rectangular de orden $m \times n$.

2) Espacialmente independiente: $v_j(t, \bar{x})$ es un conjunto de funciones de salida independientes.

Las notaciones y terminología anterior se aclaran

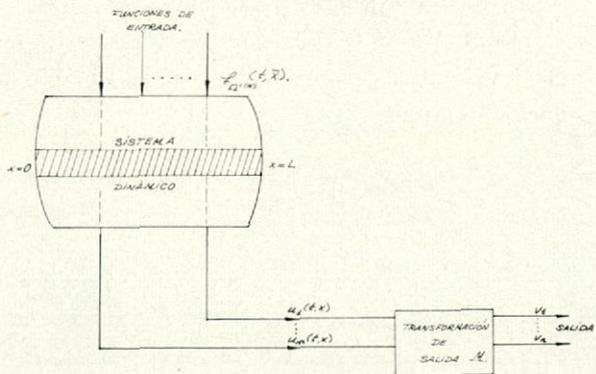


Fig. 8.1

1) $\bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}(t_0, \bar{X}; \bar{U}_0(\bar{X}), t_0) = \bar{U}_n(\bar{X})$.

2)
$$\frac{\partial \bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}}{\partial t} = \bar{H} \left[t, \bar{X}, \bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}, \dots, \frac{\partial^k \bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}}{\partial x_1^{k_1} \dots \partial x_m^{k_m}}, \dots, \bar{F}^{\Omega'}(t, \bar{X}) \right]$$

3)
$$\bar{J} \left[\bar{X}, \bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}, \frac{\partial \bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}}{\partial x_i}, \dots, \frac{\partial^k \bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}}{\partial x_1^{k_1} \dots \partial x_m^{k_m}}, \dots, \bar{F}_{F_r \Omega'}(t, \bar{X}) \right] = 0$$

rán con el sistema representado en la figura 8.1.

En este ejemplo trabajamos en R , luego $E_n = R$, $\Omega =] 0, L [F_r \Omega = \{0, L\}$ y $\Omega' = [0, L]$, se trata, por tanto, de un sistema de parámetros distribuidos de una dimensión.

8.1.1. Modelo matemático.

Podemos partir del sistema de ecuaciones en derivadas parciales escrito matricialmente:

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} = \bar{H} \left[t, \bar{X}, \bar{U}, \frac{\partial \bar{U}}{\partial x_i}, \dots, \frac{\partial^k \bar{U}}{\partial x_1^{k_1} \dots \partial x_m^{k_m}}, \dots, \bar{F}^{\Omega'} \right] \tag{1}$$

donde:

$$\bar{U}(t, \bar{x}) = (u_1(t, \bar{x}), \dots, u_m(t, \bar{x}))^T$$

$$\bar{H} = (h_1, h_2 \dots, h_m)^T$$

$$\bar{F}^{\Omega'}(t, \bar{x}) = (f_1(t, \bar{x}), f_2(t, \bar{x}), \dots, f_k(t, \bar{x}))^T$$

siendo h_i funciones definidas de las variables entre corchetes. Las funciones adicionales de entrada $F_{F_r \Omega}$ y las condiciones restrictivas, se deben introducir en la frontera del dominio Ω . Están todas relacionadas funcionalmente con el sistema por un conjunto de condiciones de contorno de la forma:

$$\bar{J} \left[\bar{X}, \bar{U}, \frac{\partial \bar{U}}{\partial x_i}, \dots, \frac{\partial^k \bar{U}}{\partial x_1^{k_1} \dots \partial x_m^{k_m}}, \dots, \bar{F}_{F_r \Omega} \right] = 0 \tag{2}$$

El sistema [1] se llama libre o no forzado si:

$$\bar{F}^{\Omega'}(t, \bar{x}) \equiv 0 \text{ para todo } \bar{x} \in \Omega$$

$$\bar{F}_{F_r \Omega}(t, \bar{x}) \equiv 0 \text{ para todo } \bar{x} \in F_r(\Omega)$$

y

El sistema [1] se llama estacionario o invariante con el tiempo si \bar{H} no depende explícitamente del tiempo.

Una función:

$$\bar{\Phi}_{F^{\Omega'}}(t, \bar{X}; \bar{U}_0(\bar{X}), t_0)$$

se dice solución del sistema [1] con $\bar{U}_0(\bar{x})$ para $t = t_0$ como condiciones iniciales y condiciones de contorno [2] (es decir, resuelve el problema de Cauchy) si satisface las condiciones:

para todo $\bar{x} \in F_r, \Omega$ en algún intervalo $ICR; I = (t_0, t_0 + T)$.

Si la ecuación [1] representa un fenómeno físico:

1) Su solución debe existir y estar unívocamente determinada. (Existencia y unicidad de la solución, teorema de Cauchy-Kowaleski), lo que evita ambigüedades y propiedades contradictorias del fenómeno físico.

2) Su solución deberá depender continuamente del estado inicial, lo que implica que una variación infinitesimal arbitraria de los datos iniciales, sólo produce un cambio infinitesimal en la solución correspondiente.

Si ambos requerimientos concurren, se denomina al problema de la determinación del comportamiento dinámico del sistema "BIEN PROPUESTO". (Referencia 13).

8.2. *Problemas bien y mal propuestos en el sentido de Hadamard.*

El teorema de Cauchy-Kowaleski que asegura la validez de los argumentos anteriores para algunos sistemas, es más severo que las condiciones locales de Lipstchitz para sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias.

Es posible hacer algunas aproximaciones en la ecuación inicial y en las funciones de estado (a la vista del teorema de Weierstrass) mediante polinomios suficientemente exactos, esperando que las soluciones de estos sistemas aproximados estén contenidas en un entorno de las soluciones del exacto, pero según demostró Hadamard (Referencias 14, 15 y 16) esta suposición no es siempre correcta, por lo que se recomienda gran precaución, ya que errores pequeños en los datos iniciales, pueden conducir a grandes errores en las soluciones resultantes.

Se dice que un problema está "MAL PROPUESTO" en el sentido de Hadamard si la solución del sistema de ecuaciones en derivadas parciales (1) que describe el comportamiento dinámico del sistema, depende de forma única, pero no continua de los datos (es decir, de las condiciones iniciales).

Para una gran variedad de problemas "MAL PROPUESTOS" de parámetros distribuidos, se ha visto que la dependencia continua de la solución con los datos iniciales, se restablecen en subconjuntos compactos, limitándonos a considerar aquellas soluciones que satisfacen unas cotas prescritas, que a menudo son físicas por lo que se devuelve a dichos problemas toda su utilidad física.

Entre los problemas "MAL PROPUESTOS" más habituales en el estudio de los sistemas de control de parámetros distribuidos, podemos citar:

a) Los problemas de reconstrucción del estado de los parámetros distribuidos mediante medidas fijas con transductores. Debido al gran número de variables independientes y dado que las medidas se toman

físicamente en alguna región dada respecto a la variable tiempo independiente, el problema se plantea como la determinación de la función matemática desconocida (solución) en algún espacio funcional de igual o superior dimensión que el espacio de la función de los datos medidos. (Este problema se produce en un dominio continuo con el tiempo, pero espacialmente discontinuo.)

b) Los sistemas de datos discontinuos intermitentes (SAMPLED DATA SYSTEMS), si el intervalo de tiempo entre señal y señal se escoge impropriamente, conducen a problemas "MAL PROPUESTOS" y la inexactitud en encontrar una solución en un espacio funcional de superior dimensión que el de los datos medidos es evidente.

En general, la estimación del estado de los sistemas de parámetros distribuidos de dimensiones 2 y superiores mediante un número finito de transductores fijos, es un problema "MAL PROPUESTO" en el sentido de Hadamard.

Veamos un problema formulado correctamente, es decir, correspondiente a una situación física, que no contiene error matemático y que sin embargo no está correctamente propuesto en el sentido de Hadamard. Determinar una función $u(x, y)$ que satisfice a:

$$\Delta u = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0 \tag{1}$$

en el semiplano $y > 0, y:$

$$u(x, 0) = 0, \quad u_y(x, 0) = g(x) = \frac{\text{sen } nx}{n} \tag{2}$$

sobre la frontera $y = 0$, siendo n un parámetro.

Se puede verificar por sustitución que, para un valor fijo de n , la solución del problema es:

$$u(x, y) = \frac{1}{n^2} \text{sh } ny \cdot \text{sen } nx \tag{3}$$

Esta solución es única y existe, pero no satisface la condición de ser continua respecto a los datos contenidos en las condiciones en los límites, luego es un problema "MAL PROPUESTO" en el sentido de Hadamard.

Para $n \rightarrow \infty$ las condiciones en los límites [2] quedarán:

$$u(x, y) = 0, \quad u_y(x, 0) = 0$$

a las que corresponden la solución única $u(x, y) \equiv 0$, sin embargo pasando al límite con $n \rightarrow \infty$ en [3] obtenemos una solución que no es nula.

$$\lim_{n \rightarrow \infty} u(x, y) = \frac{1}{2} \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} e^{ny} \text{sen } nx$$

luego $u(x, y)$ no es una función continua de $g(x)$ aún cuando se pueda tomar la diferencia entre

$$g(x) = \frac{\text{sen } nx}{n} \quad y \quad g(x) \equiv 0$$

tan pequeña como queramos.

La interpretación física puede ser la siguiente: si [1] y [2] representa el modelo de un sistema en el que $u(x,y)$ es la magnitud de salida y $g(x)$ la de entrada, un observador del sistema (de su comportamiento) llegará a la conclusión, de que la relación entre la entrada y la salida es enteramente aleatoria.

8.3. Estudio del control de torsión mediante técnicas de aletas activas.

Es este un ejemplo físico de un sistema de parámetros distribuidos que plantea un problema de los llamados "MAL PROPUESTOS" en el sentido de Hadamard (Ref. 17).

La idea principal se obtuvo al ahondar en la literatura técnica naval y comprobar que según Abrahamsen (Ref. 18) el momento torsor (M_t) llega a ser relativamente grande comparado con los momentos vertical (M_v) y horizontal (M_r) al ir aumentando la eslora del buque.

Nakagawa (19), comentado el trabajo de Abrahamsen dice que en barcos portacontenedores se pueden producir momentos torsores diez veces mayores que los dados por Abrahamsen. Tal vez este fenómeno estaría paliado si los superbarcos de hoy día, tuvieran cascos integrales, es decir, sin escotillas, pero tal diseño sería imposible habida cuenta de la necesidad de cargar y descargar las mercancías.

Existen gran número de trabajos concernientes al estudio de los esfuerzos en las esquinas de las escotillas y todos conciden en afirmar que la rigidez torsional decrece rápidamente al incrementarse el ancho de la escotilla, Nakagawa observó que la distorsión en las esquinas de las escotillas de buques portacontenedores era seis veces mayor que en los buques de carga normal.

Las aletas activas externas han sido usadas con gran éxito desde que Denny-Brown en 1936 (Ref. 20), desarrollaron su estabilizador. Más modernamente, el sistema SPERRY-GYROFIN (Ref. 21) de aletas activas se ha convertido en el procedimiento standard para la estabilización del balance de buques con velocidades superiores o iguales a la de crucero.

Las aletas activas aumentan la resistencia, sin embargo, la magnitud de la resistencia debida a un par simple de aletas, es aproximadamente el 0.1 por 100 de la fuerza propulsiva avante en barcos convencionales, por lo que se trabaja dentro de límites aceptables. Las aletas activas ofrecen las mejores ventajas a velocidades altas.

Tras una búsqueda exhaustiva en la literatura, no se encontró mención del uso de pares de aletas activas trabajando en combinación con medidores de deformación torsional u otros sensores, de acuerdo con la configuración de un sistema de control en bucle cerrado que eliminara la deformación debida a la torsión longitudinal en el casco de los buques.

Desde el punto de vista de la mecánica clásica

(cuerpo rígido) el barco es un sistema con seis grados de libertad, es decir, 3 oscilaciones —longitudinal, transversal y perpendicular— y 3 giros —cabezada, guiñada y balance— (Fig. 8.2). De éstos, el

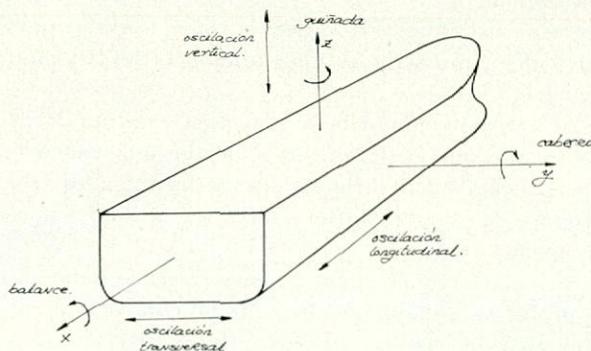


Fig. 8.2

balance es el de mayor efecto en el momento torsor a lo largo del eje longitudinal. También el balance viene afectado por pares de otros movimientos (por ejemplo oscilaciones vertical y transversal) (figura 8.3), pero bajo ciertas condiciones estos acoplamientos son pequeños y se despreciarán en este estudio.

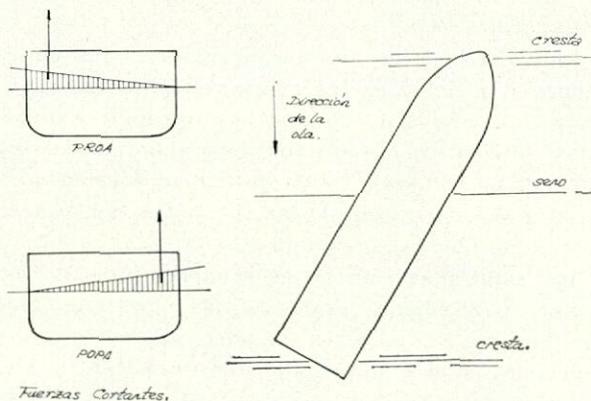


Fig. 8.3

El estudio estático de fuerzas y momentos se hizo basándose en la hipótesis de Froude-Krylov de que la presión en cualquier punto de la superficie del cuerpo es la misma que la que tendría en la ola en ese mismo punto si el cuerpo no estuviera presente, por tanto, las fuerzas debidas al flujo se desprecian al no tener en cuenta la estructura dinámica de la ola.

8.3.1. El modelo matemático.

Los desplazamientos torsionales de un barco a lo largo de su eje longitudinal pueden aproximarse a los de una viga uniforme en la hipótesis de extremos libres bajo la acción de vibraciones torsionales, por lo que un modelo matemático apropiado en la hipótesis de pequeñas deformaciones torsionales $u(x,t)$ respecto al balance de cuerpo rígido es:

$$\frac{1}{C^2} u_{tt}(x, t) + D^* u_t(x, t) = u_{xx}(x, t) \quad [1]$$

con:

$$\Omega' \equiv 0 \leq x \leq L, \quad 0 \leq t \leq T$$

y:

$$u_x(0, t) = u_x(L, t) = 0, \quad 0 \leq t \leq T$$

donde:

$$C = \sqrt{\frac{I}{GJ}}; \quad GJ \text{ es la rigidez torsional};$$

I : momento de inercia por unidad de longitud;
 D^* : coeficiente de amortiguamiento.

Se ha despreciado en la ecuación [1] el término $f(x, t)$ que representa las fuerzas de excitación del casco, por ser a menudo pequeño en magnitud produciéndose oscilaciones torsionales de cierta importancia sólo después de una sucesión de entradas periódicas. Por tanto, el efecto que pueda tener la función de excitación para $t < 0$ la incluiremos como incógnita dentro del conjunto de las condiciones iniciales.

Sin pérdida de generalidad las variables se pueden normalizar de tal forma que [1] quedará

$$u_{tt} + D u_t = u_{xx}; \quad 0 \leq x \leq 1; \quad 0 \leq t \leq T$$

$$u_x(0, t) = u_x(1, t) = 0; \quad 0 \leq t \leq T$$

El desplazamiento absoluto de balance $\hat{u}(x, t)$ en cualquier punto y tiempo es suma del balance como cuerpo rígido más la deformación torsional, es decir:

$$\hat{u}(x, t) = u_r(t) + u(x, t)$$

Estando $u_r(t)$ gobernado por la ecuación diferencial de segundo orden:

$$\ddot{u}_n(t) + \zeta \widehat{\omega}_n \dot{u}_n(t) + \widehat{\omega}_n^2 u_n(t) = f_o(t)$$

donde:

ζ depende del coeficiente de amortiguamiento del balance efectivo;
 $\widehat{\omega}_n$ es la frecuencia natural de la oscilación del balance.

Dado que el control del balance en la hipótesis de cuerpo rígido está perfectamente conocido, para el control torsional es suficiente considerar el control de $u(x, t)$ con la determinación de los pares apropiados para el control de la aleta, y luego superponerlo al anterior.

Dado que el casco es una función continua y suave (sin saltos bruscos) es razonable suponer la existencia de las siguientes cotas para $u(x, t)$ y sus derivadas:

$$0 \leq x \leq 1 \quad \sup |u(x, t)| < M_1$$

$$0 \leq t \leq T$$

$$0 \leq x \leq 1$$

$$\sup |u_t(x, t)| < M_2$$

$$0 \leq t \leq T$$

$$0 \leq x \leq 1$$

$$\sup |u_{tt}(x, t)| < M_3$$

$$0 \leq t \leq T$$

$$0 \leq x \leq 1$$

$$\sup |u_{xt}(x, t)| < M_4$$

$$0 \leq t \leq T$$

donde M_i ($i = 1, 2, 3, 4$) son constantes positivas conocidas para un barco particular y "sup" indica el superior valor absoluto de la función que corresponde.

El primer problema se plantea por la falta de datos referentes a las condiciones iniciales, dada la imposibilidad económica y física de usar un número infinito de transductores a lo largo de la eslora del buque.

En la referencia 17 se demuestra matemáticamente la posibilidad de determinar el estado del sistema de parámetros distribuidos con un cierto grado de exactitud conocido, mediante una simple medida de la deformación en un punto solamente.

Considérese la siguiente generalización de la medida en un punto único de la deformación torsional.

$$g(t) = \int_0^1 f_\varepsilon(t)(x - x_m) u_x(x, t) dx$$

$$0 \leq T_o \leq t \leq T_m \leq T$$

donde $f_\varepsilon(t)$ es la función percusión de Dirac.

Dado que se debe admitir errores en el aparato de medida, supondremos que g se conoce sólo aproximadamente como g^* tal que:

$$\forall 0 \leq t \leq T \rightarrow \sup |g(t) - g^*(t)| < E$$

donde E es una estimación conocida del error en los datos.

En el trabajo mencionado (Ref. 17), se hace una estimación "a priori" de u que se puede usar para estimar la diferencia entre u y las aproximaciones numéricas de u , discutiendo el error cometido.

9. TIPOS DE MECANISMOS DE CONTROL.

Los dispositivos usados en la realización física de los sistemas de control pueden clasificarse dentro de los siguientes tipos de mecanismos:

- Mecánicos.
- Neumáticos.
- Hidráulicos.
- Eléctricos.

9.1. Mecanismos mecánicos.

Los mecanismos de tipo mecánico fueron los primeros en desarrollarse. Como ejemplo clásico tene-

mos el regulador a bolas de Watt para su máquina de vapor. Estos mecanismos tienen velocidad de respuesta pequeña debido a las fuerzas de inercia y rozamiento en sus partes móviles.

9.2. Mecanismos neumáticos.

Los mecanismos neumáticos se emplean ampliamente en toda la industria por su ligereza, sencillez y facilidad de mantenimiento. No sirven, sin embargo, para vencer resistencias tan altas como los hidráulicos y tienen los inconvenientes de necesitarse compresores y dispositivos de bloqueo para mantenerlos en posición si falla el suministro de aire comprimido. Además, debido a la compresibilidad del aire se precisa un cierto tiempo para alcanzar la posición permanente.

Mecanismos hidráulicos.

Los mecanismos hidráulicos son quizás los más versátiles, pues pueden usarse para aplicaciones de muy baja potencia o de potencia muy alta. Las ventajas e inconvenientes de este tipo de mecanismos son las siguientes:

- | | | |
|-----------------|---|--|
| Ventajas. | { | Rapidez de respuesta ($T \approx 0,01$ seg.). |
| | | Relación elevada de potencia/tamaño. |
| | | Muy confiable. |
| | | Buena estabilidad. |
| Inconvenientes. | { | Necesidad de una fuente de presión hidráulica. |
| | | Posibilidad de fugas. |
| | | Ruidoso. |

Como ejemplo de los mecanismos hidráulicos de control vamos a estudiar a continuación dos típicos servomecanismos hidráulicos, uno del tipo hidráulico-mecánico y el otro tipo electrohidráulico.

9.2.1. Servomecanismo hidráulico-mecánico (figura 9.1).

El funcionamiento de este aparato es el siguiente: Al desplazar el extremo A de la barra AB una cierta longitud x, el punto central C quedará desplazado la longitud z, con lo que al desplazarse el vástago v y los dos pistones solidarios a él dicha magnitud, el aceite a presión del cilindro c₁ entrará en el cilindro c₂ por el conducto E. Este flujo de aceite tendrá un caudal Q proporcional a la abertura z y a la velocidad del fluido, y, por tanto, a la raíz cuadrada de la diferencia de presiones ΔP entre ambos cilindros, esto es, indicando la proporcionalidad por el símbolo ~ será: $Q \sim z \sqrt{\Delta P}$. Debido a este

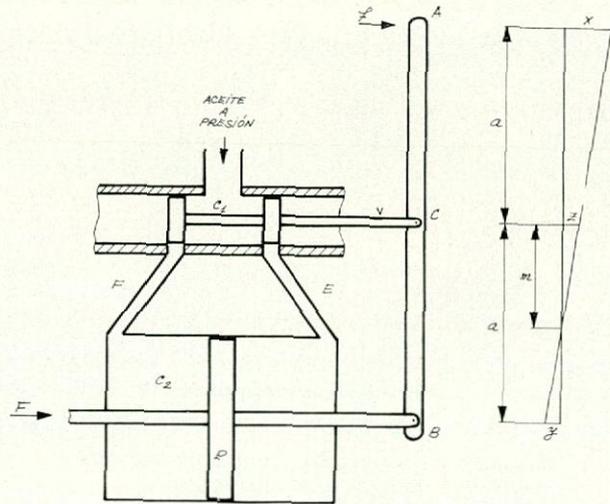


Fig. 9.1

flujo de aceite a presión el pistón P se desplazará la magnitud y tal que:

$$y(t) \sim \int_0^t Q dt$$

Aplicando la transformación de Laplace a esta proporción tenemos:

$$y(s) \sim L \left\{ \int_0^t Q dt \right\} = \frac{1}{s} L\{Q\}$$

y si suponemos que ΔP ≈ cte. podemos hacer Q ~ z, con lo cual:

$$y(s) \sim \frac{1}{s} L\{z\} = \frac{1}{s} z(s) \quad [1]$$

Por otro lado, de la figura 9.1. obtenemos que:

$$\left. \begin{aligned} \frac{x}{z} &= \frac{a+m}{m} \\ \frac{y}{z} &= \frac{a-m}{m} \end{aligned} \right\} \rightarrow \frac{x-y}{z} = 2$$

esto es:

$$z(t) \sim x(t) - y(t)$$

transformando:

$$z(s) \sim x(s) - y(s)$$

que sustituido en la expresión [1] nos da:

$$y(s) \sim \frac{1}{s} [x(s) - y(s)]$$

o bien:

$$\frac{y(s)}{x(s) - y(s)} = \frac{K}{s} \quad [2]$$

Podemos, por tanto, esquematizar este mecanismo mediante el bucle cerrado representado en la figura 9.2.

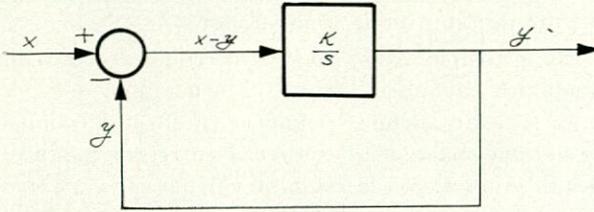


Fig. 9.2.

La relación entre el desplazamiento y , causado por un desplazamiento x , y éste, podemos obtenerla a partir de [2]:

$$s y(s) = K x(s) - K y(s)$$

esto es:

$$\frac{y(s)}{x(s)} = \frac{K}{K+s} = \frac{1}{1+\frac{1}{K}s} = \frac{1}{1+Ts}$$

siendo $T = 1/K$ la constante de tiempo del aparato.

Esta función de transferencia corresponde como vimos en el capítulo 4 a un desfase en el tiempo. Así

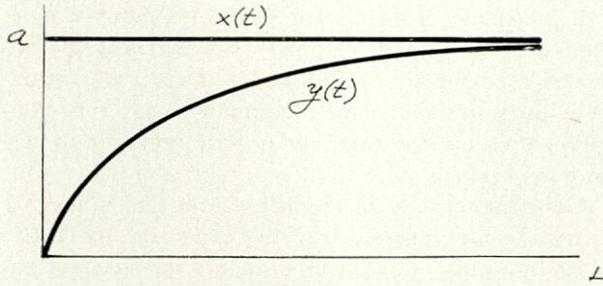


Fig. 9.3

si el desplazamiento x es un cierto valor a constante en el tiempo, el desplazamiento y variará según la ley exponencial. (Fig. 9.3):

$$y(t) = a \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right)$$

Este mecanismo sirve para desplazar un elemento sometido a una fuerza grande F , mediante la aplicación de una fuerza menor f , ya que el trabajo necesario para vencer F se realiza al desplazarse el pistón P por la presión del aceite. Como contrapartida se introduce un retraso en la obtención del desplazamiento buscando según acabamos de ver.

En los sistemas hidráulicos como los servomotores de gobierno con cilindros de 1 metro de diámetro y presiones de aceite de 80 Kg/cm² la curva de respuesta del mecanismo está por debajo de la exponencial anterior debido a que la velocidad del me-

canismo está limitada por el flujo tan grande de aceite que se necesita poner en movimiento.

Los rangos de presiones de aceite utilizadas normalmente en los mecanismos hidráulicos son:

| | |
|-------|--------------------|
| 70-80 | kg/cm ² |
| 250 | kg/cm ² |
| 600 | kg/cm ² |

9.2.2. Servomecanismo electrohidráulico.

Los mecanismos electrohidráulicos son de respuesta más rápida que los hidráulico-mecánicos: $T \simeq 0,001$ seg. aunque son más caros y menos seguros que éstos.

Consisten normalmente en una "válvula de aleta" v_1 que se desplaza en uno u otro sentido por la acción de sendos electroimanes (Fig. 9.4).

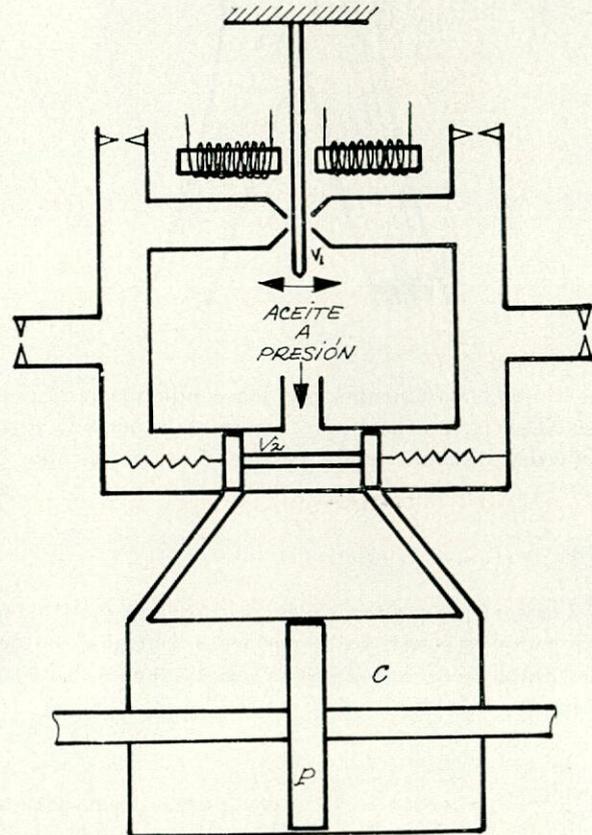


Fig. 9.4

Al desplazarse la aleta en uno u otro sentido variará la distribución de presiones a ambos lados de ella y, por tanto, a ambos lados de la "válvula de carrete" v_2 , con lo que ésta se desplazará apreciablemente en un sentido, permitiendo la entrada del aceite a presión en el Cilindro C y desplazándose el pistón P en sentido contrario al de la válvula, de forma análoga a lo que ocurría en el servomecanismo hidráulico.

9.2.3. Ordenadores digitales con fluidos.

Podemos citar también el hecho de que actualmente se están desarrollando ordenadores digitales que trabajan con fluidos en lugar de corrientes eléctricas, lo que puede tener aplicación para sistemas de control que trabajan en ambientes explosivos. Así el elemento equivalente a una ferrita o "bit" en este tipo de ordenador sería un dispositivo como el de la figura 9.5., que por medio de corrientes momentáneas

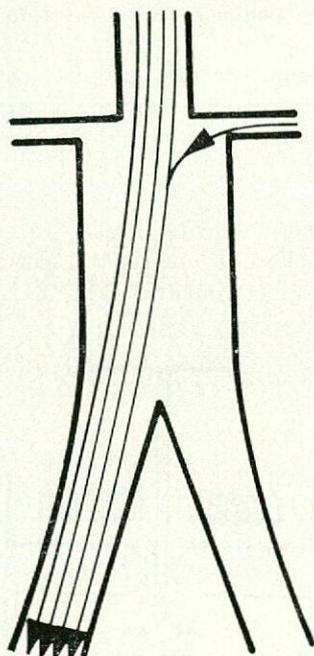


Fig. 9.5

de fluido, introducidas por los conductos laterales, desvía el chorro de fluido central a la derecha o izquierda, permaneciendo en esa posición debido al efecto de pared.

9.3. Mecanismos eléctricos.

Los servomecanismos eléctricos están constituidos por motores eléctricos de corriente continua o alterna. Estos mecanismos tienen las siguientes ventajas e inconvenientes:

- | | | |
|-----------------|---|--|
| Ventajas. | { | No se necesita fuente de presión. No hay peligro de fugas. Quedan en la última posición controlada si falla la corriente. |
| Inconvenientes. | { | No pueden usarse en atmósferas explosivas. Baja relación potencia/tamaño. Mantenimiento más complicado que los neumáticos o hidráulicos. |

Apéndice II.

COMPUTADOR ANALOGICO

Debido a la gran aplicación que tiene el computador analógico a la resolución de ecuaciones dife-

renciales y a la simulación de procesos físicos, problemas ambos íntimamente ligados al estudio de los sistemas de control, haremos aquí una breve descripción de la constitución y principios de funcionamiento de este tipo de computador.

En principio cabe considerar como computador analógico cualquier dispositivo o máquina que permita realizar cálculos basándose en el establecimiento de una analogía o semejanza entre dos magnitudes diferentes. Así la regla de cálculo sería un computador analógico basado en la analogía establecida entre los números reales y unos segmentos de longitud proporcional al logaritmo de cada número. En la práctica sin embargo, puede decirse que el nombre de computador analógico se reserva para el de tipo electrónico y es con este sentido como se usa en el presente trabajo.

En el computador analógico electrónico se establece una analogía entre el valor de una determinada magnitud (ángulo, velocidad, fuerza, etc.) y el valor de la tensión respecto a un potencial de referencia de una señal eléctrica. Al aplicar estas señales a los circuitos electrónicos apropiados se producirán unas corrientes que nos permitirán, como veremos, realizar diferentes tipos de operaciones.

II.1. Componentes de un computador analógico.

El elemento clave del computador analógico es el llamado "operational amplifier" en inglés y que podemos traducir por amplificador operativo. Consiste en un amplificador de alta ganancia y lo representaremos en los circuitos por un triángulo equilátero de base vertical.

Las ganancias de los amplificadores que en los primitivos computadores eran del orden de 10^2 a 10^3 , se han elevado en los computadores modernos a valores del orden de 10^5 a 10^8 .

Además de los amplificadores, los circuitos de un computador analógico contienen otros elementos tales como resistencias, condensadores, potenciómetros, baterías, etc.

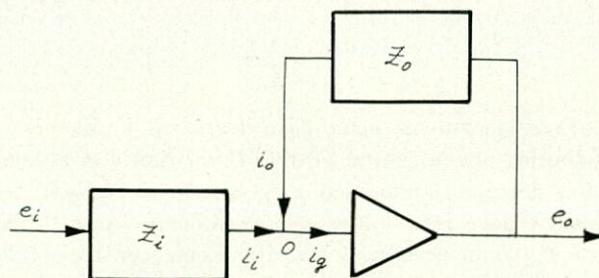


Fig. II.1

El circuito elemental de un computador analógico es el de la figura II.1. El nudo 0 está al potencial de referencia. Al aplicar una señal de entrada de tensión e_i respecto del potencial anterior, obtendremos una

señal de salida de potencial e_o . La relación entre ambas señales la obtenemos resolviendo el circuito, teniendo en cuenta que la intensidad que atraviesa el amplificador es prácticamente nula. Esto es:

$$\left. \begin{aligned} i_i + i_o &= i_g \\ i_i &= \frac{e_i}{Z_i} \\ i_o &= \frac{e_o}{Z_o} \\ i_g &\approx 0 \end{aligned} \right\}$$

de donde se obtiene:

$$\frac{e_i}{Z_i} + \frac{e_o}{Z_o} = 0$$

y teniendo en cuenta que en general las señales anteriores representarán magnitudes variables con el tiempo obtenemos la relación fundamental:

$$e_o(t) = - \frac{Z_o}{Z_i} e_i(t)$$

II.2. Forma de realizar las diversas operaciones.

Veamos como pueden realizarse en un computador analógico diversas operaciones al variar la naturaleza y valores de las impedancias del circuito elemental anterior.

II.2.1. Cambio de signo.

Para cambiar el signo de una señal basta sustituir las impedancias por dos resistencias iguales (Figura II.2).

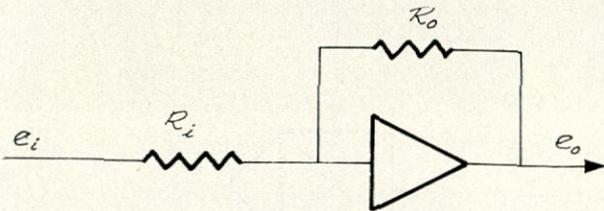


Fig. II.2

En efecto, si en la ecuación fundamental hacemos $Z_i = Z_o = R$ queda:

$$e_o = - e_i$$

II.2.2. Suma.

Para sumar varias señales se introducen en el mismo amplificador a través de resistencias distintas

(figura II.3) pudiendo obtenerse distintas combinaciones lineales de ellas de acuerdo con los valores de las resistencias R_i usadas. En efecto:

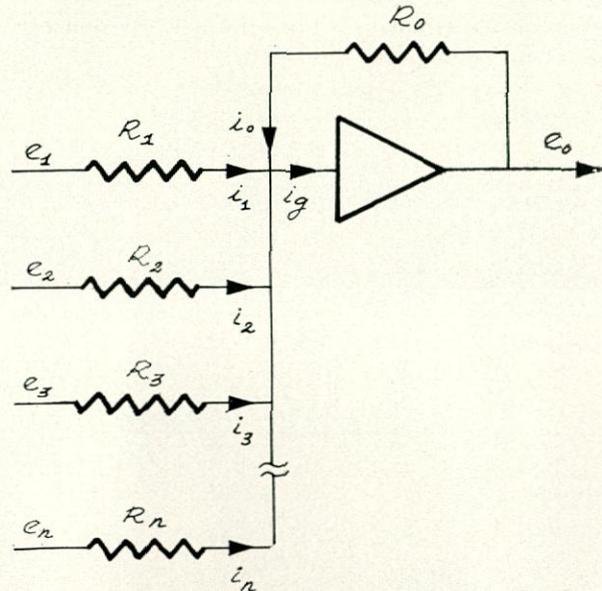


Fig. II.3

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n i_i + i_o &= i_g \approx 0 \\ i_i &= \frac{e_i}{R_i} \\ i_o &= \frac{e_o}{R_o} \end{aligned} \right\}$$

de donde:

$$\sum_{i=1}^n \frac{e_i}{R_i} + \frac{e_o}{R_o} = 0$$

y por tanto:

$$e_o = - \sum_{i=1}^n \frac{R_o}{R_i} e_i$$

II.2.3. Integración.

Para integrar una señal basta sustituir en el circuito elemental la impedancia en serie Z_i por una

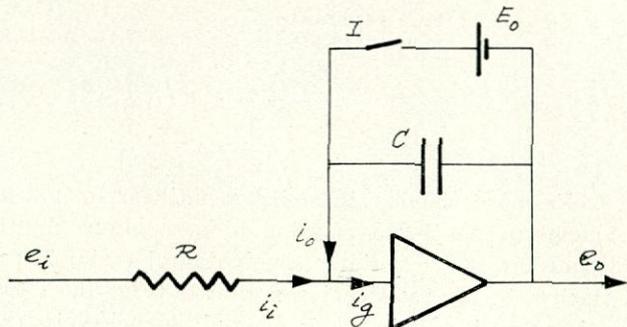


Fig. II.4

resistencia R y la impedancia en paralelo Z_0 por un condensador C y añadir una batería en paralelo que suministra el valor de la condición inicial de la integración E_0 , al cerrarse en el instante inicial el interruptor electrónico I . (Fig. II.4). Efectivamente, resolviendo este circuito tenemos:

$$\left. \begin{aligned} i_1 + i_0 &= i_0 \approx 0 \\ i_1 &= -\frac{e_i}{R} \\ i_0 &= \frac{dq}{dt} = \frac{C de_0}{dt} \end{aligned} \right\}$$

de donde:

$$\frac{e_i}{R} + \frac{C de_0}{dt} = 0$$

esto es:

$$de_0 = -\frac{e_i}{RC} dt$$

e integrando resulta:

$$e_0(t) = -\frac{1}{RC} \int_a^t e_i(t) dt + E_0$$

Los valores de R y C , si no queremos introducir el factor de amplificación $1/RC$, han de elegirse de forma que $RC = 1$ seg. Por ejemplo $R = 1 M \Omega$ y $C = 1 \mu F$.

II.2.4. Multiplicación.

La multiplicación de una señal por una constante K puede hacerse mediante dos resistencias R_0 y R_i

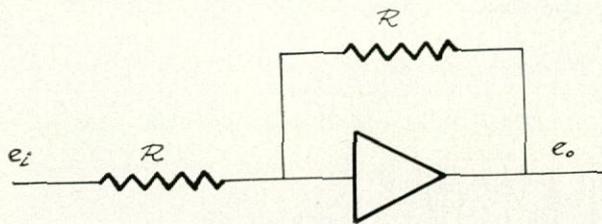


Fig. II.5

(Fig. II.5) de tal forma que el valor de la relación R_0/R_i sea el de la constante K :

$$e_o = -\frac{R_0}{R_i} e_i = -K e_i$$

Es más cómodo, sin embargo, utilizar un potenciómetro con lo que el valor de la constante multiplicadora puede variarse a voluntad al variar la relación de las resistencias $r/R = K$ (Fig. II.6). En efecto, aplicando la ley de Ohm al potenciómetro, se obtiene:

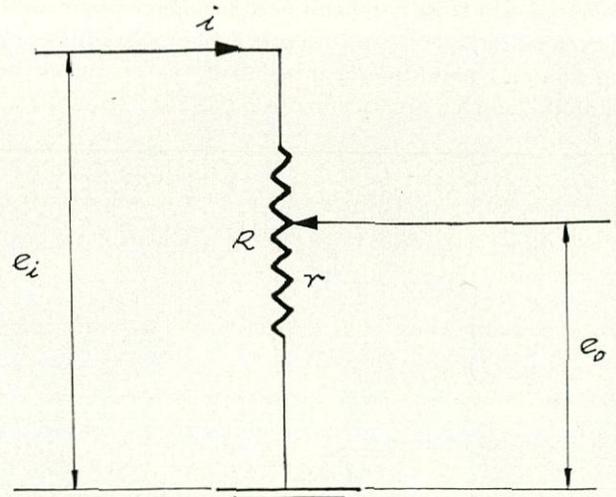


Fig. II.6

$$\left. \begin{aligned} e_o &= r i \\ e_i &= R i \end{aligned} \right\}$$

de donde:

$$\frac{e_o}{e_i} = \frac{r}{R}$$

esto es:

$$e_o = \frac{r}{R} e_i = K e_i$$

En adelante representaremos el potenciómetro en los circuitos por un círculo en cuyo interior se expresa el valor de la constante de amplificación.

Es interesante notar, que en este caso no se produce cambio de signo como ocurre si se hace la operación con las resistencias.

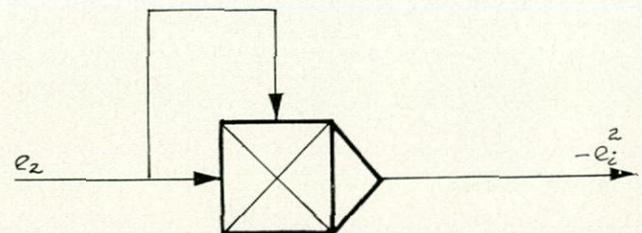
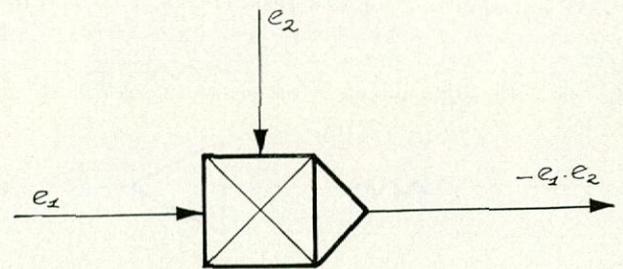


Fig. II-7

Para multiplicar una señal por otra se usa un elemento llamado multiplicador que se representa como indica la figura II.7. Cuando interese elevar al cuadrado una señal puede hacerse mediante un multiplicador con la conexión indicada en la misma figura.

II.3. *Entrada y salida en el computador analógico.*

Además de las operaciones anteriores necesitaremos disponer también de diversas señales de entrada sinusoidales, lineales, etc.

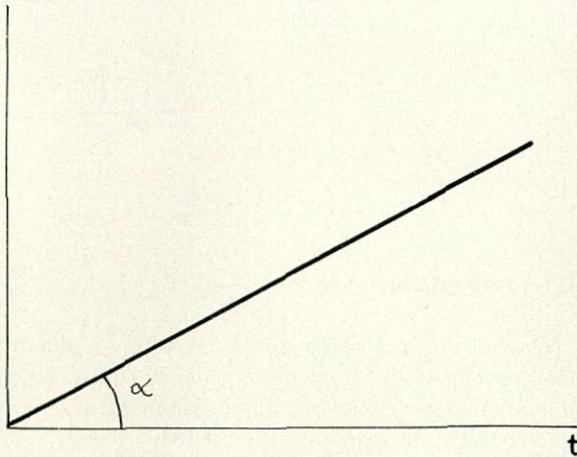


Fig. II.8

Las señales de entrada sinusoidales pueden generarse en un oscilador o excitador e introducir las seguidamente en el computador.

Las funciones salto o escalón (step function) pueden generarse dentro del propio computador mediante un potenciómetro que nos de el voltaje adecuado respecto al de referencia.

Si a su vez integramos una señal de este tipo podemos obtener señales lineales o funciones rampa (ramp function) (Fig. II.8).

El circuito integrador correspondiente viene representado en la figura II.9.

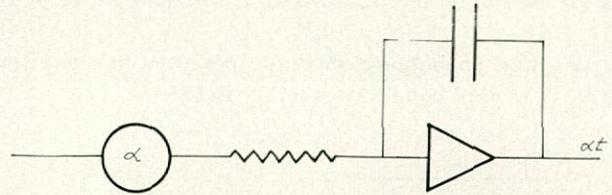


Fig. II.9

Las señales de salida se extraen del computador analógico, tomándolas de los puntos de circuito correspondientes a las variables que se deseen conocer y se introducen bien en un registrador analógico o bien en un convertidor analógico/digital.

II.4. *Ejemplos.*

1. Veamos como podemos simular en el computador analógico el fenómeno del movimiento de balance del buque para ángulos de balance pequeños. Como ya hemos visto anteriormente en este trabajo (Cap. 4), la ecuación diferencial correspondiente a este fenómeno es:

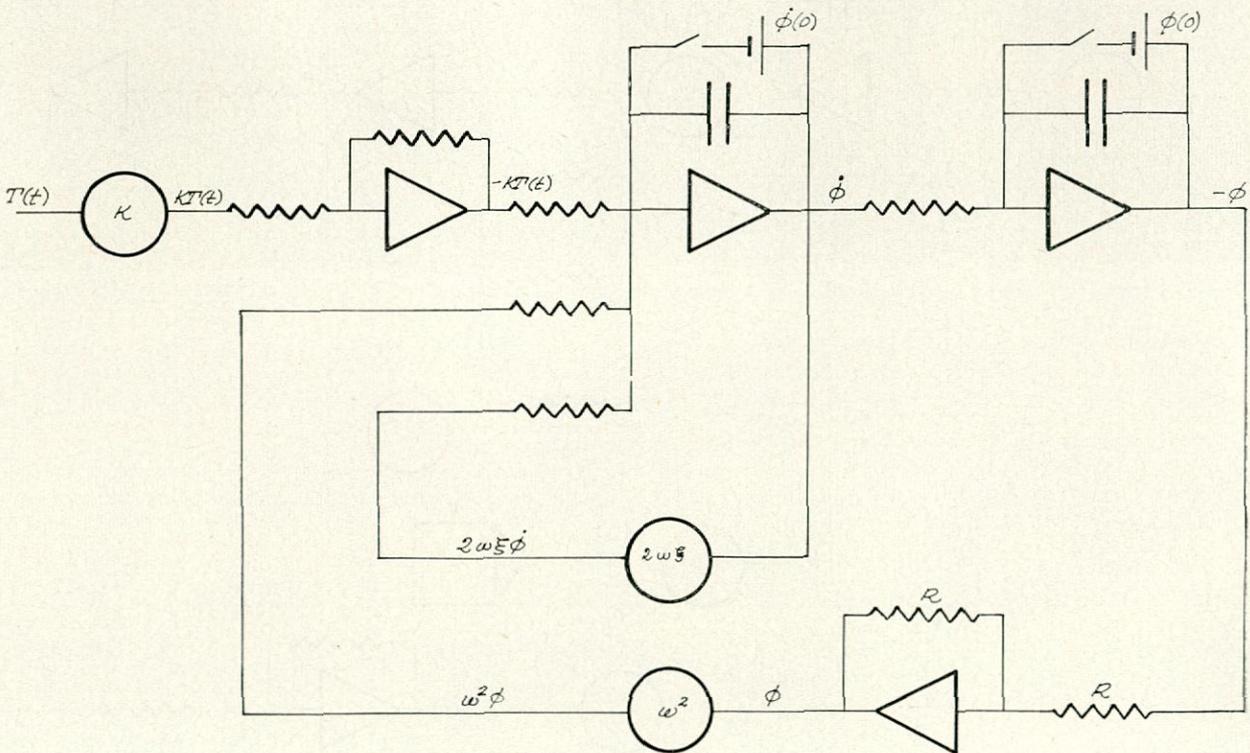


Fig. II.10

$$\ddot{\phi} + 2\omega\xi\dot{\phi} + \omega^2\phi = KT(t)$$

Despejando $\ddot{\phi}$ e integrando podemos escribirla en la forma equivalente:

$$\dot{\phi} = - \int_0^t (-KT(t) + 2\omega\xi\dot{\phi} + \omega^2\phi) dt + \dot{\phi}(0)$$

Esta ecuación se resuelve en el computador analógico montando el circuito esquematizado en la figura II.10.

2. Sea un buque remolcado por otro que navega con velocidad constante V (Fig. II.11).

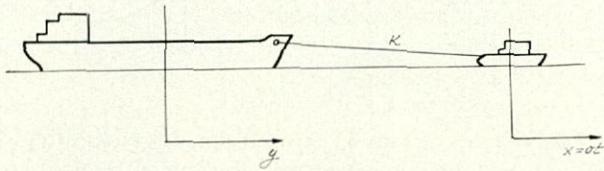


Fig. II.11

La fuerza que el cable ejerce sobre el buque remolcado vale $K(x - y)$, siendo K la constante elástica del cable y x e y las distancias recorridas por cada buque desde el comienzo del movimiento. Si suponemos que la resistencia del agua sobre el buque remolcado dada por la expresión $a\dot{y} + b\dot{y}^2$, la ecuación del movimiento del buque remolcado será:

$$m\ddot{y} = K(x - y) - (a\dot{y} + b\dot{y}^2)$$

o también:

$$\dot{y} = - \int_0^t \left(-\frac{K}{m}vt + \frac{a}{m}\dot{y} + \frac{b}{m}\dot{y}^2 + \frac{K}{m}y \right) dt + \dot{y}_0$$

Ecuación que puede resolverse en el computador analógico mediante el circuito de la figura II.12.

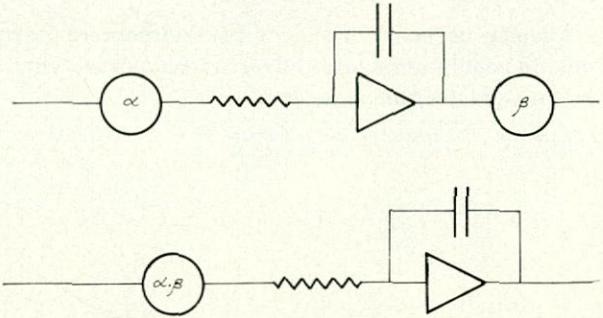


Fig. II.13

II.5. Simplificaciones.

Cuando en una rama de un circuito se tienen varios potenciómetros en serie pueden sustituirse por un único potenciómetro, cuya ganancia sea el producto de las de aquéllos (Fig. II.13).

Los circuitos elementales que, como hemos visto en los ejemplos anteriores, se repiten muchas veces en los diagramas de los circuitos, pueden represen-

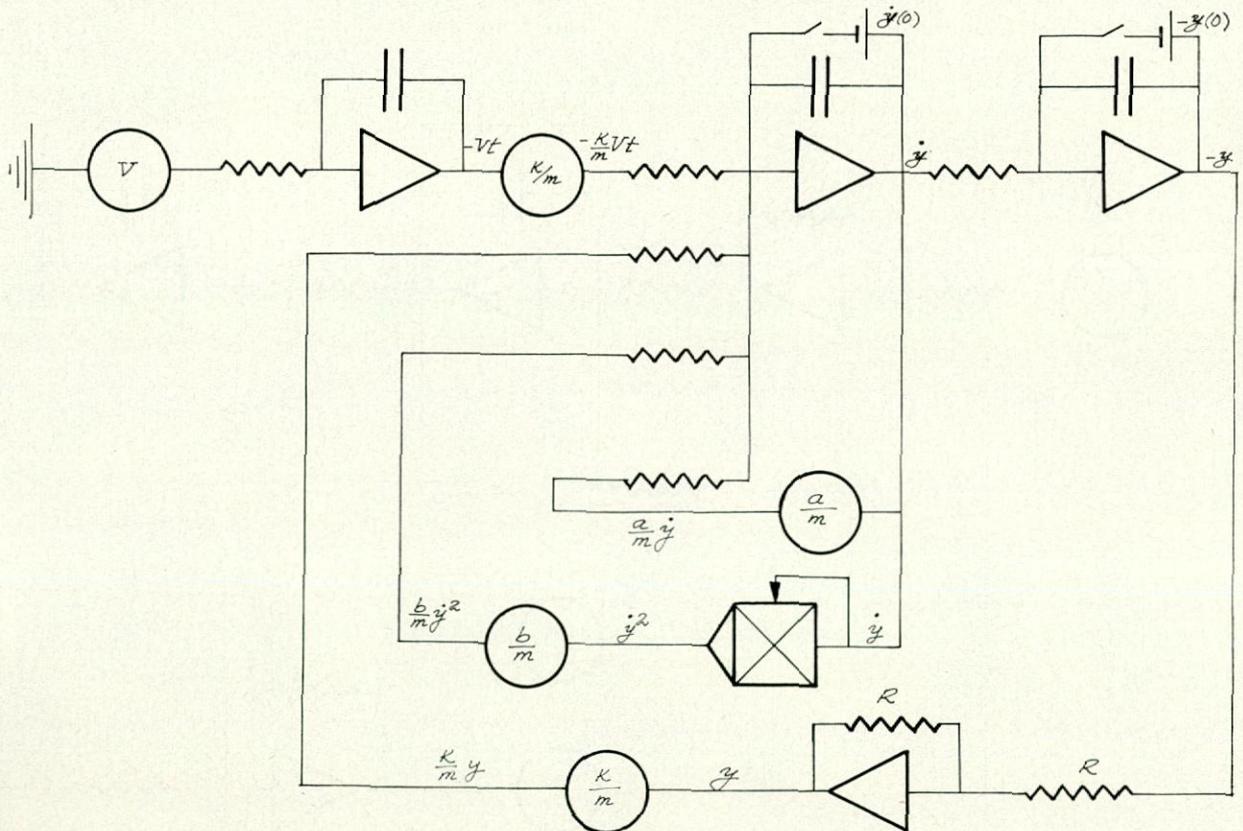
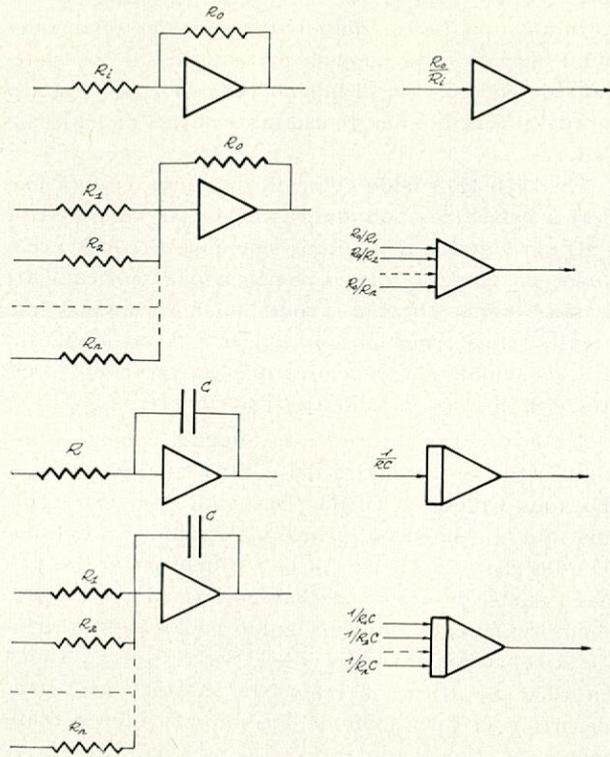


Fig. II.12

tarse mediante los símbolos más sencillos que se indican en el cuadro II.1.



Cuadro II-1

II.6. Ejemplo.

Veamos cómo podemos simular en el computador analógico una función de transferencia complicada, mediante su descomposición en cascada.

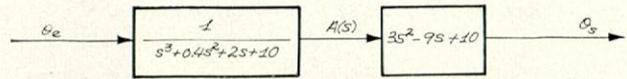


Fig. II.14

Sea la función de transferencia:

$$\frac{\theta_s}{\theta_e} = \frac{3s^2 - 9s + 10}{s^3 + 0,4s^2 + 2s + 10}$$

que podemos descomponer en cascada tal y como representamos en la figura II.14.

Tenemos, por tanto, las ecuaciones:

$$\theta_e(s) = A(s) [s^3 + 0,4s^2 + 2s + 10]$$

$$\theta_s(s) = A(s) [3s^2 - 9s + 10]$$

que antitransformando por Laplace corresponden a las ecuaciones diferenciales:

$$[D^3 + 0,4D^2 + 2D + 10] A(t) = \theta_e(t)$$

$$[3D^2 - 9D + 10] A(t) = \theta_s(t)$$

esto es:

$$\ddot{A} + 0,4 \dot{A} + 2A + 10A = \theta_e$$

$$3\ddot{A} - 9\dot{A} + 10A = \theta_s$$

o bien:

$$\dot{A} = - \int (0,4 \dot{A} + 2A + 10A - \theta_e) dt$$

$$\theta_s = 3\ddot{A} - 9\dot{A} + 10A$$

Estas ecuaciones pueden resolverse mediante el circuito representado en la figura II.15, usando los símbolos simplificados del cuadro II.1.

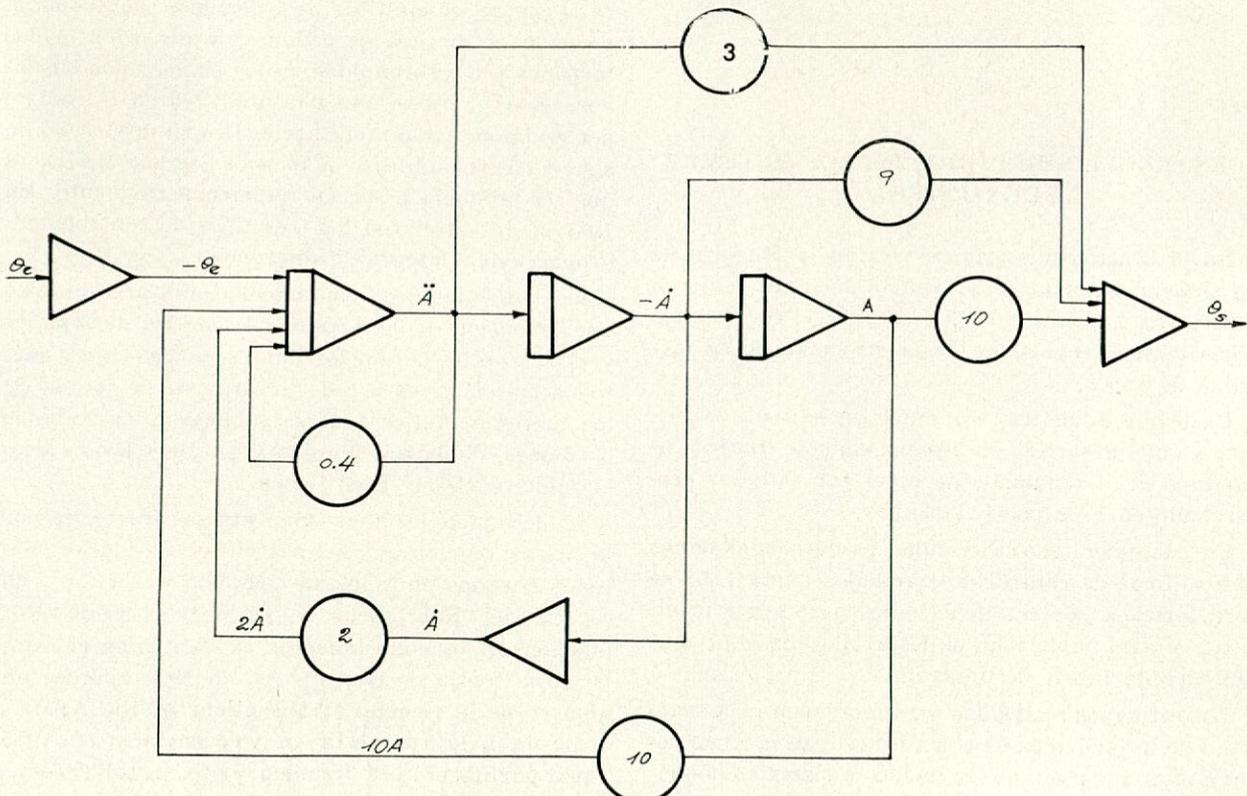


Fig. II.15

II.7. Comparación con el computador digital.

El computador analógico, una vez montado y ajustado convenientemente el circuito del problema a resolver, opera de forma instantánea y paralela, mientras que el computador digital lo hace secuencialmente, empleando un cierto tiempo por corto que sea.

Además la influencia que en el proceso o problema en estudio tienen las variaciones de un parámetro determinado, puede verse de forma inmediata con el computador analógico, sin más que variar los potenciómetros correspondientes.

La integración, que el computador digital ha de realizar por algún método de cálculo numérico, el analógico lo hace de forma directa como hemos visto.

La rapidez de cálculo y de obtención de respuestas es, por tanto, mayor en el computador analógico.

La precisión, sin embargo, es menor, pues el computador analógico trabaja como mucho con tres cifras decimales exactas, frente a las 8, 16, 24 o 32 del computador digital.

Además el computador analógico carece de las facultades de memoria y lógica que posee el computador digital.

Por otra parte la capacidad de un computador analógico queda limitada por el número de amplificadores operativos que posea, aunque hay computadores analógicos modernos con 250 amplificadores operativos.

Para aprovechar las ventajas de ambos tipos de computadores pueden usarse simultáneamente, conectándolos a través de un convertidor analógico/digital o digital/analógico. Así pueden resolverse ecuaciones diferenciales con coeficientes variables.

Apéndice III

DESARROLLO HISTORICO DE LOS SISTEMAS DE CONTROL

La utilización por primera vez en la Historia de un sistema automático de control suele atribuirse a James Watt, quien en 1769 desarrollo el regulador a bolas para la regulación de la velocidad de su máquina de vapor.

La Unión Soviética, sin embargo, reclama la primacía en el desarrollo de los sistemas de control basándose en el regulador de nivel por flotador desarrollado en 1765 por I. Polzunov.

En cualquier caso la realidad es que los sistemas automáticos de control desarrollados hasta 1868 se caracterizaba por ser invenciones puramente intuitivas, que no implicaban el desarrollo previo de ningún tipo de Teoría de Control.

Los esfuerzos realizados para incrementar la exactitud de los sistemas de control llevaban muchas veces a sistemas oscilantes e incluso a sistemas inestables.

Se hacía necesario, por tanto, el desarrollo de una teoría que estudiara los sistemas de control. El primero en hacerlo fue James Clerk Maxwell que formuló una teoría matemática usando ecuaciones diferenciales como modelo matemático de los sistemas de control. En el mismo período I. A. Vyshnegradskii formuló una teoría matemática de los reguladores.

En 1910 Heaviside determinó de una manera empírica relaciones polinómicas entre las variables de entrada y salida de algunos sistemas de control. Estas relaciones no fueron confirmadas teóricamente hasta los años 20, en que se aplicó de forma sistemática la transformación de Laplace a la resolución de las ecuaciones diferenciales que aparecen en el estudio de los sistemas de control.

En el período anterior a la Segunda Guerra Mundial la teoría y práctica del control se desarrolló en Estados Unidos y Europa Occidental de una forma distinta que en Rusia y Europa Oriental. En Estados Unidos destaca el uso de la realimentación, impulsado por el desarrollo de los amplificadores electrónicos realimentados, conseguido en los laboratorios de la compañía telefónica Bell, por Nyquist y Black en 1932. Se utilizó la respuesta en frecuencia para describir la operación de los amplificadores realimentados. Por el contrario, el campo de la teoría de control en Rusia fue abordado por matemáticos eminentes y, por tanto, la teoría tendió a utilizar la formulación de los problemas respecto al tiempo, usando ecuaciones diferenciales.

Durante la Segunda Guerra Mundial se da un gran impulso a la teoría y práctica de los sistemas de control al ser necesario diseñar y construir sistemas para el control de multitud de fenómenos tales como la posición de disparo de cañones, la dirección de los torpedos y la profundidad de los submarinos basándose estos y otros sistemas militares en el control por realimentación. Así Charles Draper desarrolló un sistema de seguimiento de blancos llamado MARX 14 que no producía error en régimen permanente. En 1940 se desarrollaron los tres tipos de controlador: Proporcional, integral y diferencial.

La complejidad de los sistemas militares implicó una extensión de las técnicas de control disponibles y el desarrollo de nuevos puntos de vista y de métodos matemáticos a todo lo largo de la década de los cuarenta. Así en 1947 se publicaron los trabajos de James, Nichols y Philips y en 1948 Evans desarrolló el método "Root Locus".

La década de los años cincuenta se caracteriza por la intensificación en el desarrollo y uso de los métodos basados en el plano complejo de las "s", en especial del "Root Locus" y, por los trabajos de recopilación de los conocimientos existentes en el campo de la teoría de control. Así en 1954 aparece un número de la revista "Transactions of the ASME" dedicado a la respuesta en frecuencia y en 1955 Truhal publica el libro "Summary of Control Theory"

donde recopiló prácticamente todos los conocimientos de Teoría del Control que se poseían hasta entonces.

Con esta labor de afianzamiento y recopilación puede decirse que la teoría clásica de control alcanza su mayoría de edad para dejar paso en la década siguiente a la moderna teoría de control.

En efecto, la celebración en 1960 de una reunión de la IFAC (International Federation of Automation Control) en Moscú marca el nacimiento de la teoría moderna de control, al aparecer las nuevas teorías de R. Bellman, L. S. Pontryagin y R. Kalman sobre control óptimo, desarrolladas por la necesidad de minimizar el peso y optimizar el control de los satélites y cohetes espaciales.

La Teoría Moderna de Control trata, como vimos problemas tales como el control óptimo, los sistemas adaptativos de control, la identificación y los sistemas de control con parámetros distribuidos. Para ello utiliza métodos y conceptos matemáticos tales como Cálculos de variaciones, Espacios de Hilbert y Lebesgue, etc., por lo que hasta el momento actual la Teoría Moderna de Control está más bien bajo el dominio de los matemáticos que de los ingenieros. El desarrollo de la moderna teoría de control ha sido posible en gran medida gracias al perfeccionamiento de los computadores, tanto digitales como analógicos.

Para concluir este breve repaso que hemos hecho de la Historia de la Teoría de Control y puesto que, como puede verse en ella, cada una de las últimas décadas de este siglo viene caracterizada por el desarrollo de un aspecto de dicha teoría, es de esperar que la década de los 70 se caracterice por el completo desarrollo de la teoría moderna de control y su paso del dominio puramente matemático al práctico,

lo cual sólo será posible si un número de creciente de ingenieros de todas las ramas de la Técnica acomete el estudio de la misma y de sus múltiples aplicaciones.

BIBLIOGRAFIA

1. ATHANS & FALB: "Optimal Control". *Mc Graw Hill*, 1966.
2. BEICEY: "Simulation". *Spring*, 1971.
3. BLACKBURN, REEHOP & SHEARER: "Fluid Power Control". *M. I. T. Press*.
4. BOWER & SHULTES: "Design of Control Systems". *Jhon Wiley and Sons*, 1958.
5. DORF: "Modern Control Systems". *Addison-Wesley*.
6. DORF: "Time Domain Analysis and Design of Control Systems". *Addison-Wesley*, 1965.
7. ECHOFF: "A recent issue on Automatica". *Pergamon Press*.
8. HINBROT: "On the Analysis of Linear and Nonlinear Systems". *Trans. A. S. M. E.*, vol. 79, páginas 547-552, 1957.
9. JAMES, NICHOLLS & PHILLIPS: "Theory of servomechanism". *Dover*, vol. 25, 1947.
10. LEE & MARKU: "Foundations of Optimal Control". *Jhon Wiley and Sons*, 1968.
11. OGATA: "State Space Analysis of Control Systems". *Prentice Hall*, 1967.
12. SPRAGUE & KOHR: "The use of piecewise continuous expansion in the Identification of Nonlinear Systems". *Trans. A. S. M. E.*, junio, 1969.
13. J. L. LIONS: "Quelques méthodes de résolution des problèmes aux limites non linéaires". *Dunod*. París.
14. HADAMARD, J.: "Lectures on Cauchy's Problem in Linear Partial Differential Equations". *Dover Publications*, New York, 1952.
15. LAURENTIEFF, M. M.: "On the problem of Cauchy for Linear Elliptic Equations of Second Order". (En ruso.) *Dokl. Akad. Nauk, SSSR*, vol. 112, págs. 195-197, 1957.
16. JOHN, F.: "Continuous Dependence on Data for Solutions of Partial Differential Equations with Prescribed Bounded". *Comm. Pure Applied Mathematics*, vol. 13, páginas 551-585, 1960.
17. KLEIN, R. & HUGHES, R.: "The distributed parameter control of torsional bending in seagoing ships". *University of Illinois*, Paper núm. 8-D4.
18. ABRAHAMSEN, E.: "Structural Design Analysis of Large Ships". *SNAME Trans*, 1955.
19. NAKAGAWA, M.: "On the Strength of Container Ships". *Mitsubishi Bulletin*, núm. 57, mayo 1959.
20. "The Denny-Brow Ship Stabiliser". *Engineering*, septiembre 1936.
21. RORK, J. & VOLPICK, H.: "Selection of a Ship's Stabilizer". *Ins. of Marine Engineers, Trans*, septiembre 1970.
22. PALLU DE LA BARRIERE, R.: "Cours d'automathique théorique". *Dunod*, páginas 86-88, 1966.
23. LISIEUR, L. & LEFEBVRE, J.: "Mathematiques P. C. 2.^o année et speciales B. t. 3". *Armand Colin*, 1969, Collection U.
24. KUNTZMANN, J.: "Variable complexe". *Hermann*, Collection Méthodes.
25. DIEUDONNE, J.: "Calcul Infinitesimal". *Hermann*, Collection Méthodes.

APLICACION DE LOS ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS EN ASTILLEROS

Por Félix Sánchez-Laulhé de Alarcón
Doctor en Ciencias Químicas
Jefe de Laboratorios de la Factoría de Sevilla de A. E. S. A.

1. INTRODUCCION.

El aumento constante del uso de la soldadura en Construcción Naval, hasta llegar al momento actual en que su empleo en la construcción del casco y elementos auxiliares cubre el 100 por 100, ha hecho que la inspección por métodos no destructivos se haga cada vez más escrupulosa, aumentando el uso de los Rayos X o gamma, y empleando técnicas que hasta hace poco tiempo no estaban administradas, como son los Ultrasonidos. Igualmente se han incrementado las inspecciones por partículas magnéticas o por líquidos penetrantes.

Este trabajo va encaminado principalmente a la inspección del casco, ya que en general, las partes que componen el equipo propulsor y auxiliar, así como las piezas fundidas como codastes, núcleos, bocina, etc., son suministrados por otras factorías con certificado de las Sociedades de Clasificación. Sin embargo, a veces, durante el acabado final o en montaje aparecen defectos, que hacen imprescindible en un Astillero contar con los suficientes equipos de ensayos no destructivos, para determinar extensión, profundidad, etc.

Igualmente en reparaciones o revisiones periódicas son necesarios estos medios, para reconocer piezas de motor, ejes, medir espesores, grietas en soldadura, etc.

En consecuencia, un Astillero debe contar como mínimo con los siguientes equipos de ensayos no destructivos: Equipo de Rayos X o gamma, Ultrasonidos, Magnéticos y Líquidos penetrantes.

2. INSPECCION DURANTE LA CONSTRUCCION DEL CASCO.

Las Sociedades de Clasificación exigen una inspección radiográfica en soldadura a tope, por Rayos X o Rayos gamma. A medida que ha ido aumentando el tamaño de los buques y dado que el número de radiografías a tomar sería muy elevado, difícilmente se podría hacer durante el período, cada vez más corto,

de construcción. Las inspecciones permiten el empleo de los equipos de ultrasonido en la verificación de soldadura cuando el Astillero cuenta con personal capacitado para su interpretación.

Igualmente están aceptados los reconocimientos mediante líquidos penetrantes o por partículas magnéticas para la detección de defectos superficiales (grietas).

3. INSPECCION POR RAYOS X O GAMMA.

La radiografía industrial por uno u otro tipo de radiación es el método de ensayo no destructivo más empleado en Astilleros para la detección de defectos internos en soldadura, ya que presenta la ventaja sobre otros, de dejar un documento que con posterioridad puede ser estudiado por los técnicos en soldadura y por los Inspectores de las Sociedades de Clasificación o de los Armadores. En cuanto a las ventajas e inconvenientes de uno u otro sistema existe una abundante bibliografía (1). Sería aconsejable contar con ambos tipos de aparato y emplear uno u otro, según las circunstancias lo aconsejen.

3.1. INSPECCIÓN RADIOGRÁFICA.

La inspección radiográfica de una construcción soldada se puede considerar desde un doble punto de vista:

a) Calidad de la soldadura en el buque en zonas de mayor responsabilidad.

b) Calidad de la soldadura en el Astillero, en general y por sistemas de soldadura.

a) *Calidad de la soldadura en el buque en zonas de mayor responsabilidad.*—En un buque, la parte del casco de mayor responsabilidad es la incluida en la semieslora central y dentro de esta zona, en el forro, las tracas de quilla, pantoque y cinta; en la cubierta resistente, el trancañil y las esquinas de escotillas; y en el doble fondo el polín del motor principal. Igualmente deben vigilarse la unión del forro al codaste y las esloras bajo cubierta resistente.

Las exigencias de las Sociedades de Clasificación son las siguientes: (2).

Lloyd's Register of Shipping y Det Norske Veritas.—Indican que se efectuará una inspección radiográfica, pero no indican número ni situación.

Bureau Veritas.—En sus normas cap. 13-19, párrafo 4, indica posición de las radiografías que deben tomarse. El control es obligatorio en los topes de unión de bloques en las partes resistentes del casco. Independientemente se radiografían al azar algunas juntas de otros elementos, como mamparos, palmejares, vagras, etc.

Germanischer Lloyd.—Exige radiografías en zonas de forros (quilla, pantoque y cinta), cubierta resistente (trancanil, esquinas y brazolas de escotillas y esloras) y un muestreo en otras cubiertas, escobenes, codaste, etc. El número de radiografías lo fijan en función de la eslora del buque de acuerdo con la Tabla I.

TABLA I

Número de radiografías mínimo. "Germ. Lloyd"

| Eslora (metros) | ≤ 80 | ≤ 120 | ≤ 160 | ≤ 200 | > 200 |
|-----------------|------|-------|-------|-------|-------|
| Número | 32 | 45 | 64 | 83 | 107 |

American Bureau of Shipping.—Aunque en las Reglas no especifica el número y situación de las radiografías, en circular "Requirements for Radiographic Inspection of Hull Welds" (3) establece el número de radiografías mínimo. Este número, tomando dichas radiografías en la semieslora central, viene dado en función de la eslora entre perpendiculares, manga y puntal de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$n = \frac{L(B + D)}{46,5}$$

expresando todas las magnitudes en metros.

Las radiografías se tomarán en las tracas de quilla, pantoque y cinta en forro y en trancanil y esquinas de escotillas en la cubierta resistente.

Aplicando este criterio a un buque tipo FREEDOM, de 16.000 TPM le corresponderían 120 radiografías y a un mineralero tipo "EUSKALDUNA-27", de 27.000 TPM, 140 radiografías.

Se deduce de las distintas reglas que el número de radiografías, cuando lo definen, viene dado en función de las dimensiones del buque. Sin embargo, consideramos más lógico, que con el objeto de estimar la calidad de la soldadura, el número de radiografías sea función del número de metros soldados (4).

Cuando los buques llevan bodegas refrigeradas, se debe efectuar un muestreo en las cubiertas intermedias, incrementando el número prefijado en un 5-10 por 100, según el número de bodegas que van a estar sometidas a cambios bruscos de temperatura.

Las soldaduras a radiografiar (número y situación) son fijadas por el Laboratorio, que confecciona un plano tipo con anterioridad al comienzo de la obra, sin que el taller tenga previo conocimiento. El 90 por 100 de las radiografías se toman en la semieslora central y el resto en zonas de proa y popa (5). Las uniones preferentes a radiografiar son las siguientes:

FORRO: Quilla y pantoque: Todas las soldaduras transversales en los cruces con las longitudinales. Traca de cinta: Finales de los cordones de soldadura.

C. RESISTENTE. Trancanil, extremos de los cordones de soldadura y esquinas de escotillas.

D. FONDO. Polin Motor Principal: Muestreo.

El resto de las radiografías hasta llegar al número fijado de antemano, se distribuye entre:

Cruces de soldadura en forro, cubiertas, doble fondo, mamparos y un muestreo en soldaduras longitudinales fuera de los cruces.

Soldadura en esloras, baos fuertes, refuerzos, etc.

En los buques en los que el montaje de bloques se empieza simultáneamente por proa y popa, sistema por islas, en la unión de los dos macro-bloques se deben radiografiar todos los cruces del cierre, por estar sometida la soldadura a grandes tensiones que pueden ser origen de grietas.

Aplicando a los mismos tipos de buque antes citados nuestro criterio, en el buque tipo FREEDOM se toman 300 radiografías y en el mineralero tipo SANTA FE, 325 radiografías.

b) *Calidad de la soldadura en el Astillero, en general y por sistemas de soldadura.*—Independientemente de las radiografías tomadas en una construcción de acuerdo con algunos de los criterios expuestos anteriormente, al Departamento de Control de Calidad le interesa el nivel de calidad de todas las soldaduras que se realizan, tanto si son de elevada como de baja responsabilidad, ya que con este control se consigue que todos los soldadores estén suficientemente capacitados para soldar en cualquier zona sin tener en cuenta su destino. Por tanto, es necesario efectuar continuos muestreos en los talleres de prefabricación. De esta forma, el soldador o el mando intermedio inclusive, no se habitúa a que existan zonas que no van a ser inspeccionadas, y donde por experiencia se sabe que, bien por malas preparaciones, por aumento de la velocidad de soldadura, o por falta de limpieza, la soldadura baja sensiblemente de calidad, si no existe el control antes mencionado.

Un equipo de Rayos X trabajará preferentemente en el taller, con objeto de perseguir la calidad en algún método de soldadura, porque ésta haya descendido, por tratarse de un nuevo sistema implantado, por cambio de electrodos, etc. Estos muestreos deben realizarse en todos los tipos de soldadura: automática bajo arco sumergido y bajo atmósfera gaseosa (CO₂), por una cara sobre backing, manual,

etcétera. El número de radiografías no es predecible y depende del volumen de trabajo, de la calidad observada o de la implantación de nuevos métodos.

3.2. CRITERIO DE ACEPTACIÓN DE LAS SOLDADURAS RADIOGRAFIADAS.

En una encuesta realizada por el A. Bureau (6), en Astilleros de diferentes países, se llegó a la conclusión de que en U. S. A. el criterio viene dado por las normas A. S. M. E. o por las U. S. Navy; en Japón se adapta a los Standards Japoneses, mientras que en la mayoría de los restantes países constructores de buques se califica de acuerdo con las radiografías tipos del I. I. W. del 1 al 5, pasando escalonadamente de estar libre de defectos a presentarlos muy graves. Por ser esta última una norma internacional creemos debe ser seguida con objeto de unificar criterios. Al aplicar la calificación según el I. I. W., las radiografías calificadas con 1 y 2 son aceptables, mientras que las calificadas con 4 y 5 son inaceptables. La duda en cuanto al rechazo o admisión se presenta al calificar la soldadura como mediana; en este caso el admitir o rechazar la soldadura, debe ser una consecuencia de su situación en el buque; si la soldadura va a estar sometida a elevadas tensiones debe ser rechazada y, por tanto, reparada; si se estima que por su situación, las tensiones deben ser pequeñas, la soldadura será dada por aceptable, ya que la reparación de una soldadura puede tener consecuencias graves.

El A. Bureau, en la misma Instrucción a que anteriormente hemos hecho referencia (3), establece un criterio para la admisión o rechazo en función del número y tamaño de los defectos. En las figuras números 1 y 2 se dan las relaciones longitud del

FALTAS DE FUSION O DE PENETRACION
Longitudes aceptables.

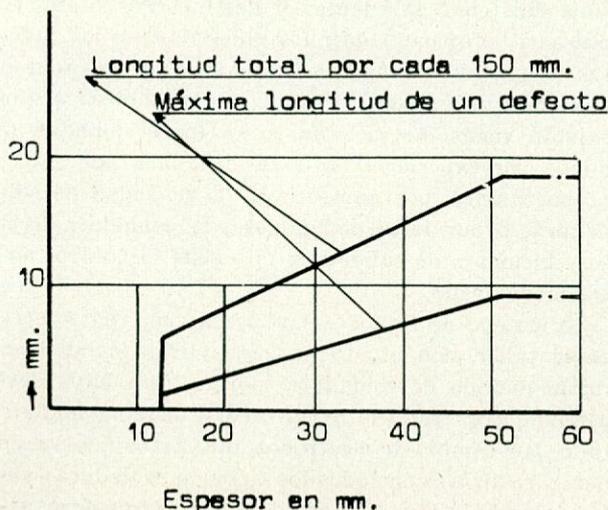


Fig. 1

ESCORIAS. Longitudes aceptables

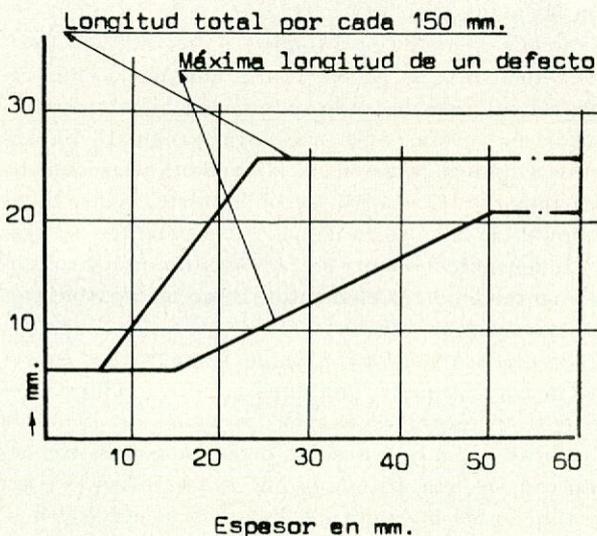


Fig. 2

defecto-espesor, en los casos de faltas de penetración o fusión y en el caso de escorias. Para las porosidades existen cartas tipos, que dan la relación espesor, número y tamaño de poros para su admisión.

En un Astillero se puede, previamente, definir la aceptación o rechazo en relación con su situación en el buque. Si observamos el croquis de un buque, figura número 3, delimitando la semieslora central, las

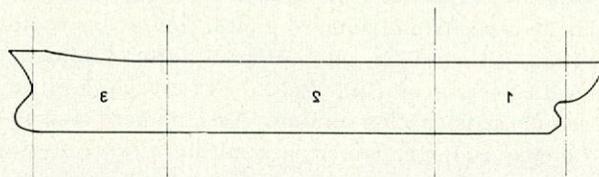


Fig. 3

calificaciones mínimas o aceptables podrían ser las que se indican a continuación.

En la zona número 2 es exigible la calificación 2 (buena) en uniones transversales del forro y cubierta resistente, así como en esquinas de escotillas y esloras bajo cubierta resistente.

En las uniones longitudinales, fuera de los cruces que no correspondan a las tracas de quilla, pantoque y cinta se puede admitir la calificación 3.

En las zonas números 1 y 3 se puede admitir la calificación 3 (mediana), menos en las uniones transversales de quilla, pantoque y cinta, donde debe exigirse la calificación 2.

En el polín del motor principal y en el codaste la calificación debe ser 2 (buena).

En cubierta intermedia, doble fondo, mamparos, longitudinales, etc., se puede admitir la calificación 3 (mediana).

3.3. EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE LA SOLDADURA.

El sistema más simple, consiste en calificar las soldaduras, según el criterio del I. I. W. del 1 al 5

y de la suma de las calificaciones dividida por el número de radiografías, obtendremos una *nota media* que nos dará un valor de la calidad de la soldadura; en la Factoría de Sevilla, consideramos que una calificación inferior a 2,30 refleja una buena calidad, entre 2,30 y 2,50 calidad mediana y por encima de este valor, calidad mala.

Una evaluación por este procedimiento no es siempre un buen índice de la calidad, ya que en algunos sistemas de soldadura, sobre todo en automática bajo arco sumergido, es corriente que la calidad de la soldadura sea muy extrema; es decir, o bien no presentan defectos (calificación 1), o si se presentan defectos, éstos suelen ser graves (calificación 4 y 5).

Supongamos dos inspecciones en construcciones soldadas, una de ellas, número 1, se ha empleado en gran escala procedimiento manual, mientras que en la número 2 es muy elevado el porcentaje de soldadura automática. En la Tabla II se indican los por-

TABLA II

Inspección radiográfica y nota media

| | Por 100 radiografías calificadas con | | | | | Nota media |
|-----------------------|--------------------------------------|----|----|----|---|------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| Inspección núm. 1. | 6 | 62 | 22 | 8 | 2 | 2,38 |
| Inspección núm. 2. | 40 | 25 | 5 | 25 | 5 | 2,30 |

centajes de radiografías calificadas con las distintas notas y la media alcanzada.

Existiría la paradoja de que de acuerdo con estas notas medias, sería peor la calidad de la soldadura en la primera inspección, en la que solamente existían un 10 por 100 de soldaduras siempre rechazables, que en la segunda, en la que el porcentaje de radiografías malas es el 30 por 100.

Con objeto de precisar mejor la calidad, además del sistema anterior, se puede emplear un segundo sistema que agrupa las radiografías en tres grupos: Buenas (1 y 2 del I. I. W.), Regulares (3 del I. I. W.) y Malas (4 y 5 de I. I. W.), estimando que la soldadura se puede considerar normal en Construcción Naval, cuando los porcentajes son los siguientes:

| | |
|-----------------|------|
| Buenas | 70 % |
| Regulares | 20 % |
| Malas | 10 % |

Además, para acentuar la influencia de las radiografías malas sobre la nota indicativa, la diferencia en más o en menos sobre el 10 por 100 de radiografías malas que consideramos normal, lo multiplicamos por un factor 3.

La calificación a la que denominamos *Desviación sobre el Porcentaje normal*, viene dado por la suma algebraica de las desviaciones sobre los porcentajes antes indicados, Tabla III, en las que a, b y c son las desviaciones sobre los porcentajes normales.

Al aplicar este método nos da unos resultados más en consonancia con la calidad real de la soldadura. En la primera inspección, la calidad es aceptable igual que al aplicarle la nota media. En la segunda, aplicando la nota media daba un índice de buena calidad, mientras que la desviación es francamente negativa, lo que refleja la calidad real, equivalente al 30 por 100 de radiografías malas.

Como es natural el sistema esté expuesto a fallos por lo que debe contar, además de estos dos tipos de calificación, la opinión del experto en soldadura.

3.4. INFORMACIÓN AL TALLER DE ACEROS.

Mensualmente se prepara un informe estadístico emitido, de acuerdo con las radiografías tomadas durante el mes. El informe consta de dos partes; la primera se refiere a la calidad general de todas las soldaduras radiografiadas, indicando nota media, desviación sobre el porcentaje normal, porcentaje de radiografías reparadas, así como un pequeño resumen sobre la calidad. En la segunda parte, el informe va desglosado por tipos de soldadura haciendo referencia a los mismos índices de evaluación.

Independientemente, al final de la construcción del casco de un buque se remite otro informe sobre la soldadura del buque, teniendo en cuenta solamente las radiografías tomadas de acuerdo con el apartado a): "Calidad de la soldadura en el buque en zonas de máxima responsabilidad".

4. INSPECCION POR ULTRASONIDOS.

Tres son las aplicaciones fundamentales en Astilleros de los métodos de ensayos no destructivos mediante ULTRASONIDOS: 1) Control de soldadura;

TABLA III

Desviación sobre el porcentaje normal

| | D = ± a ± b ± c | | | Desviación |
|---------------------------|--------------------------------------|----|-------|---------------------------|
| | Por 100 radiografías calificadas con | | | |
| | 1 y 2 | 3 | 4 y 5 | |
| Normal en C. N. | 70 | 20 | 10 | D = 0 + 0 + 0 = 0. |
| Inspección número 1 | 68 | 22 | 10 | D = -2 - 2 + 3.0 = -4 |
| Inspección número 2 | 65 | 5 | 30 | D = -5 + 15 - 3.20 = -50. |

2) control de espesores y de defectos internos en chapas y perfiles, y 3) control de piezas fundidas o forjadas.

4.1. CONTROL DE SOLDADURA.

El aumento de productividad que viene reflejado por el corto tiempo de construcción del casco, hace necesario sustituir parcial o totalmente la inspección radiográfica relativamente lenta, por otro procedimiento más rápido, como es la inspección por ultrasonidos. La cada vez mayor perfección de estos equipos ha hecho que las Sociedades de Clasificación admitan estos métodos. El mayor inconveniente de este procedimiento es que no deja ningún documento para su posterior estudio, como en la inspección radiográfica.

Para trabajar con estos equipos se exige:

Al Laboratorio: Estudiar las secuencias y sistemas de soldadura. Aplicar los métodos más correctos. Establecer normas de aceptación.

Al Operador: Conocimiento de los métodos Ultrasonicos. Interpretación de los oscilogramas de acuerdo con las normas establecidas.

4.1.1. Aceptación del sistema por las sociedades de clasificación.

Bureau Veritas, Germanischer Lloyd y Det Norske Veritas, lo aceptan siempre que el sistema sea previamente aprobado, sin fijar norma o criterio a seguir.

El Lloyd's Register of Shipping, aunque en sus reglas no especifica nada en concreto, adopta las normas británicas del "The Institute of Welding", y British Standard "Methode for Ultrasonic Examination of Welds" (7).

El American Bureau of Shipping señala que, cuando en un Astillero se van a emplear métodos ultrasonicos, sustituyendo total o parcialmente al servicio radiográfico, inicialmente se hará un chequeo, mediante un número a considerar, de radiografías en soldaduras previamente reconocidas por Ultrasonidos, con objeto de comprobar que el manejo e interpretación del procedimiento es correcto.

Una vez aprobado el sistema de inspección, si éste es el principal método, se efectuará un número mínimo de reconocimientos (cada uno de 1.250 mm. aproximadamente) que viene dado por la misma expresión que ya señalábamos al hablar de inspecciones radiográficas. (Tabla I).

En cuanto a las zonas a reconocer son las mismas que cuando se emplean Rayos X o gamma.

Para la aceptación o rechazo de la soldadura establece el siguiente criterio (8): Con el mismo palpador a utilizar en el reconocimiento real se calibra el equipo con una chapa patrón provista de una se-

rie de orificios, cuyas distancias a la superficie son iguales a los espesores de la soldadura a comprobar. La calibración se efectúa con los decibelios necesarios para que cuando la onda incidente se refleja en el orificio, el eco sea los $\frac{4}{5}$ de la altura de la pantalla.

Una vez ajustado el equipo se inspecciona la soldadura: Si el eco es superior en altura a los $\frac{4}{5}$, se considera la soldadura inaceptable; si el eco es inferior a los $\frac{2}{5}$ la soldadura es aceptable. Por último, si la altura del eco es intermedia entre estos dos valores, el criterio de aceptación viene dado por el gráfico de la figura número 4, que relacionan la longitud del defecto con el espesor de la soldadura.

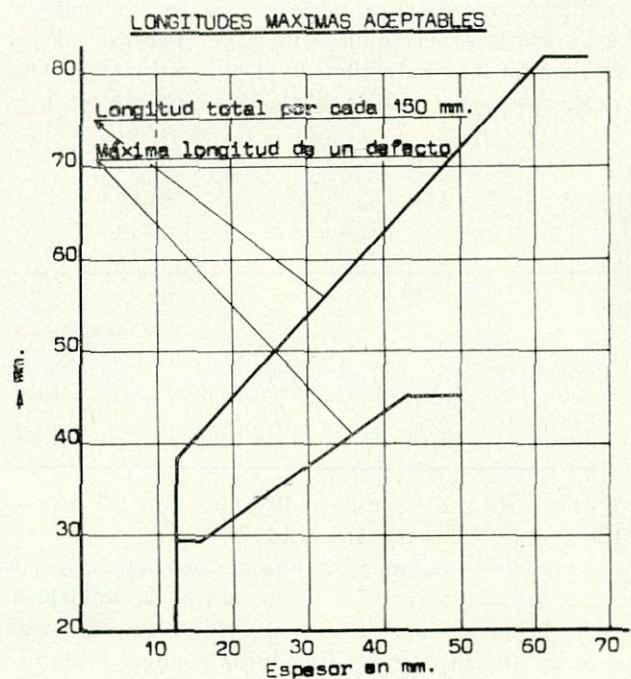


Fig. 4

4.1.2. Aplicación de los Ultrasonidos en A. E. S. A. Factoría de Sevilla.

a) *Soldadura a tope*: Se emplean preferentemente en prefabricación, en soldadura automática reconociendo los cordones en sus extremos y algunas zonas centrales. La calibración se suele hacer en el borde de chapa y el criterio de aceptación es muy similar al antes descrito del A. B. S. Si la altura del eco no llega a la mitad de la pantalla y el defecto no es continuo la soldadura se da por aceptable; si el defecto es continuo y en zonas de responsabilidad, se levanta la soldadura. Si el eco alcanza los $\frac{4}{5}$ de la pantalla, la soldadura debe ser reparada. En casos muy dudosos, lo normal es hacer una radiografía antes de tomar una decisión.

En el montaje en gradas, se emplean preferentemente en la unión del cierre final del buque, excluyendo los cruces que como ya se ha dicho anterior-

mente se radiografían al 100 por 100. Una de las razones de no inspeccionar los cruces por ultrasonidos, radiografiándolos, es la dificultad de desplazar el palpador por los resaltes de la soldadura. En las uniones de bloques de cubierta resistente que no sean el de la unión de cierre se debe hacer un muestreo. Independientemente, si en una radiografía aparece un defecto continuado, se reconoce por ultrasonidos todo el cordón, para detectar la totalidad de la zona defectuosa.

En la actualidad, algunos Astilleros tienen instaladas mesas para soldadura automática de plancheados, empleando, en general métodos por una sola cara o por volteo y otros tienen en proyecto su instalación. Dado que, en estos procedimientos, los rendimientos obtenidos son elevados, lo ideal para su inspección por Ultrasonidos sería el montaje de un equipo automático dotado de un juego de cuatro palpadores distintamente orientados y un monitor. El reconocimiento se haría en un corto espacio de tiempo y todos los defectos serían detectados cualquiera que fuera su orientación.

b) *Soldadura en ángulo*: Se emplean las técnicas de ultrasonidos, preferentemente en las uniones de cubierta al forro exterior (unión de la traca de cinta al trancañil). La preparación es similar a la indicada en la figura número 5, y se emplean palpadores angulares o de tipo SE.

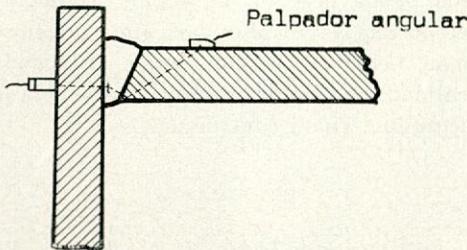


Fig 5

Aplicando idénticos sistemas se realiza un chequeo de otras zonas soldadas en ángulo, como unión pasante de posteleros a cubierta, soportes reforzados, bancadas, etc. (9).

Indudablemente, la verificación de la soldadura en ángulo presenta más dificultades que la verificación de las uniones a tope. En muchos casos se hace necesario preparar diferentes probetas soldadas en forma idéntica a la soldadura que se va a verificar, con objeto de comprobar cómo se observan diferentes tipos de defectos en la pantalla del osciloscopio y después establecer un criterio de aceptación.

4.1.3. Información al taller de aceros.

Mensualmente se informa estadísticamente, reflejando el número de cordones inspeccionados, porcentaje de cordones en los que se han detectado defec-

tos graves y que, por tanto, necesitan reparación y porcentaje de cordones con defectos aceptable, así como métodos de soldadura empleados.

La mayor dificultad de este procedimiento estriba en precisar el tipo de defecto (grietas, falta de penetración o de fusión, escorias, etc.), para lo cual se requiere una formación especial y que verificación muy minuciosa, que en la mayoría de los casos no tendría ningún fin práctico, por lo que en nuestros pensamientos esté el agrupar las soldaduras en tres grupos: primer grupo, cuando no se observan defectos o éstos sean muy leves; segundo grupo, cuando los defectos sean medianos en cuanto a altura y a extensión, y tercer grupo, en los que encuadramos los defectos graves.

La valoración de la calidad de la soldadura se hará relacionando el porcentaje de metros de soldadura verificada con los respectivos porcentajes de metros encuadrados en cada uno de los tres grupos anteriormente citados.

4.2. CONTROL DE CHAPAS Y PERFILES.

Los ensayos más usuales son: detección de defectos internos (defectos de laminación y segregaciones no metálicas) en materiales para nuevas construcciones, y medición de espesores, generalmente en buques en reparaciones o en revisiones periódicas.

El reconocimiento previo de chapas y perfiles, no suele realizarse en Astilleros, ya que se supone que el material ha sido reconocido en la Siderúrgica al efectuarse su clasificación; si no se tiene seguridad, es conveniente revisar al menos las chapas de calidad especial, grados D y E, ya que la aparición de defectos en obra puede acarrear graves perjuicios por no ser normal la existencia en Stock de chapas especiales y ser de difícil reposición. La revisión es rápida empleando un patín especial con palpador incorporado.

Lo más normal es que el defecto se detecte en el taller al cortar o soldar; en este caso se reconoce la extensión y profundidad del defecto, para proceder al aprovechamiento parcial o al rechazo del material.

La medición de espesores con los mismos procedimientos antes indicados tiene lugar en reparaciones y revisiones periódicas para comprobar si el espesor está aún dentro de tolerancias. Para estas mediciones existen equipos especialmente diseñados con indicación digital. Estos métodos han desterrado totalmente el sistema hasta hace poco tiempo empleado de perforar las chapas para galgear los espesores.

4.3. CONTROL DE PIEZAS FORJADAS O FUNDIDAS.

En estas piezas incluimos, codastes, soportes de timón, núcleos, bocinas, ejes, pieza del motor, etc.

En nuevas construcciones no se llevan a cabo normalmente estos ensayos. Sin embargo, si al llevar a cabo el mecanizado final de algunas piezas o al preparar otras para su acoplamiento en el buque, pueden aparecer defectos (grietas, pliegues, poros, rechupes, etc.); interesa en este caso conocer la magnitud del defecto tanto en profundidad como en extensión, y en estos casos se efectúa el reconocimiento por Ultrasonidos, para lo que en primer lugar hay que estudiar la pieza, siendo conveniente croquizarla para escoger el método más conveniente y los palpadores más idóneos en cuanto a sensibilidad y poder resolutivo se refiere.

5 INSPECCION POR PARTICULAS MAGNETICAS Y POR LIQUIDOS PENETRANTES.

Estos métodos de inspección por métodos no destructivos complementan los ya descritos, por radiaciones y por ultrasonidos.

Se emplean preferentemente en la detección de defectos superficiales, principalmente grietas; su campo de aplicación puede ser:

- a) Piezas forjadas o fundidas.
- b) Soldadura.
- c) Grietas que se producen, a veces, al afaldillar, corrugar, etc.

Las Sociedades de Clasificación, aprueban la aplicación del procedimiento por partículas magnéticas, sin hacer mención de los métodos por líquidos penetrantes, aunque en general es admitido por todas.

a) *Inspección en piezas forjadas o fundidas.* En Astilleros el campo de aplicación es preferentemente en Reparaciones para piezas forjadas, o fundidas, que puedan haber sido dañadas en una avería. Los dos métodos son aplicables, aunque con un equipo de la suficiente potencia las Inspecciones prefieren emplear métodos magnéticos por su mayor sensibilidad. Sin embargo, si el método magnético no se emplea correctamente creando el campo necesario, los resultados serán mejores trabajando con líquidos penetrantes con los que también se suelen obtener buenos resultados.

Si el material no es magnetizable, como en piezas de acero austenítico, cobre, aluminio, o sus respectivas aleaciones, el único método aplicable, es el de líquidos penetrantes.

b) *Aplicación en soldadura.*—Se aplica principalmente en soldaduras en ángulo, a solape o en T. en los cuales los resultados que se obtienen tanto con inspecciones por radiaciones como por ultrasonidos

dejan bastante que desear, sobre todo en la detección de microgrietas superficiales, las cuales también son difícilmente detectables en soldaduras a tope.

Estas microgrietas son, en cambio, fácilmente reconocibles tanto por procedimientos magnéticos como por líquidos penetrantes. El método magnético, tiene el inconveniente de ser un método lento, por lo que solamente se emplea en casos muy particulares. En cambio, el método por líquidos penetrantes es muy rápido y los resultados que se obtienen son francamente buenos.

Por este procedimiento además de las microgrietas superficiales se detectan fácilmente poros y pegaduras de soldadura, defecto este último que se presenta con cierta frecuencia, sobre todo cuando se emplean soldaduras "frías" como las soldaduras bajo gas, ya sea Argón o Anhídrido Carbónico.

RESUMEN

Se han descrito los medios mínimos de que debe disponer un Astillero para vigilar la calidad mediante ensayos no destructivos.

Los avances espectaculares de la productividad, exigen un control cada vez más minucioso, lo que hará que se aumenten los equipos actuales y se adopte nuevos métodos con objeto de conseguir un buen "Standard" de calidad.

España ocupa hoy día un lugar privilegiado en la Construcción Naval Mundial; aún podemos aspirar a más, pero esto se conseguirá ofreciendo una buena calidad, que vendrá como consecuencia de una elevada productividad controlada.

BIBLIOGRAFIA

1. M. DE VAL y A. PLATA: "Radiografía Industrial con Rayos Gamma". *Ciencia y Técnica de la Soldadura*, 81, 1964.
2. Reglamento Sociedades de Clasificación: American Bureau of Shipping, Bureau Veritas, Det Norske Veritas, Germanischer Lloyd's. Lloyd's Register of Shipping.
3. American Bureau of Shipping. "Circular núm. 145", 1965.
4. F. S. LAULHÉ y C. G. MAURINO: "Notas sobre el empleo de la Inspección Radiográfica en C. Naval". *Ciencia y Técnica de la Soldadura*, 48, 1959.
5. A. VILLANUEVA: "Examen radiográfico del casco en buques soldados". *Ciencia y Técnica de la Soldadura*, 74, 1963.
6. American Bureau of Shipping. "Circular núm. 370". 1963.
7. British Standard 3.923 y I. W. abril 1963.
8. American Bureau of Shipping "Circulares números 239 (1970) y 254 (1972)".
9. F. CABEZÓN y J. ORS: "Ensayos no destructivos en algunos casos de uniones soldadas". *Revista de Soldadura*, 1, 1971.

LA SEGURIDAD DE LOS REMOLQUES EN LA MAR

Por Manuel Bruno Fuster

Doctor Ingeniero Naval

0. INTRODUCCIÓN.

En algunas ocasiones, cuando se efectúan remolques que salen a la mar, se ha dado el hecho de encontrar el remolque abandonado, al día siguiente o a los pocos días de haber salido de puerto. La explicación es que el remolcador halló mala mar durante la travesía y debido a los fuertes tirones y probablemente por no llevar medios y/o cable de remolque de características adecuadas, éste rompió; otra posibilidad es que como consecuencia de la mala mar y por no tener más potencia disponible, el remolcador no pudo mantener la velocidad, con lo que quedaba a merced de las olas, por lo cual se vio obligado a largar cable y abandonar el remolque, con la idea de recogerlo más tarde, terminado el temporal.

Sea cual fuera la causa, no cabe duda de que hubo un peligro que pudo tener fatales consecuencias. El objeto de este trabajo es poder proporcionar a la persona responsable, una estimación aproximada de la seguridad del remolque durante la navegación y, en caso de duda, tomar medidas, si es posible, antes de que remolcador y remolque abandonen el puerto.

En otras palabras, dado un remolque determinado, conocer en función de los medios del remolcador, si éste está capacitado para efectuar el transporte. Por supuesto no se pretende llegar a resultados exactos, sino establecer un criterio orientativo y rápido para estos casos.

Condiciones a cumplir para efectuar un remolque.

El remolcador debe cumplir las condiciones generales de cualquier buque que salga a la mar, es decir, acreditar su buen estado teniendo en vigor sus certificados de Navegabilidad, Líneas de máxima carga, Seguridad de material de Armamento, Radiotelegrafía Telefonía. En cuanto al buque remolcado, deberá acreditar el buen estado de su casco, estabilidad y francobordo. En el caso de que lleve tripulación a bordo deberá tener los medios de salvamento de acuerdo con su clase.

Como buques, considerados en la situación de remolque, llevarán además:

Luces y marcas reglamentarias para remolque.

Cable de remolque adecuado y medios de enganche o amarre entre remolcador y remolque.

Potencia instalada suficiente.

Nos limitaremos, pues, a considerar estas últimas condiciones mencionadas, por ser las que afectan al conjunto remolcador-remolque, dando por cumplimentadas las mencionadas arriba como buques aptos para navegar.

1. LUCES Y MARCAS REGLAMENTARIAS PARA EL REMOLQUE.

Remolcador.

De día: 1 romboide negro de $\phi = 0,61$ m. colocado en sitio visible si la longitud del remolque (medida desde la popa del remolcador a la popa del último remolque) es mayor de 183 m.

De noche: 1 luz verde a Er. y 1 luz roja a Br. con visibilidad y alcance reglamentario (2 millas).

Dos luces blancas brillantes (alcance 5 millas) en la misma vertical separadas 1,83 m. Si la longitud del remolque es mayor de 183 m. y se remolca más de un buque, se colocarán 3 luces brillantes separadas 1,83 m. entre sí.

Una luz blanca (alcance 2 millas) en popa o pequeña luz blanca para referencia de los remolques.

Remolque.

De día: 1 romboide negro de $\phi = 0,61$ m. situado en lugar visible cuando la longitud del remolque sea mayor de 183 m.

De noche: 1 luz verde a Er. y 1 luz roja a Br. (alcance 2 millas).

Una luz blanca brillante reglamentaria a popa (alcance 2 millas) del remolque o del último de éstos si hay más de uno.

Un juego completo de estas luces deberá ser con encendido a petróleo o aceite, aún cuando se disponga de luces alimentadas por energía eléctrica (buques tripulados). En el caso del buque remolcado y no tripulado, las luces deben ser eléctricas (alimentadas por batería) eliminando así el riesgo de que se apaguen en la mar y no se puedan encender por no haber tripulación a bordo.

2. ESTIMACIÓN DE LOS E. H. P. NECESARIOS PARA EL REMOLQUE DEL CONJUNTO.

La velocidad de remolque varía de unos remolcadores a otros; en algunos países se proyectan los remolcadores para velocidades de 8 y 9 nudos en remolque, no obstante una velocidad de 6 nudos es la más frecuente en condiciones de buena mar, considerándose como mínima la velocidad de 3 a 3,5 nudos.

Cuando un remolque se efectúa a 3,5 nudos hay que pensar que si el remolque encuentra mala mar el remolcador perderá velocidad y a menos que tenga más potencia disponible en reserva, quedará prácticamente paralizado y a merced de las olas por no poder avanzar por falta de fuerza.

Por tanto, una base razonable sería conocer la potencia mínima que debe tener el remolcador para mantener esos 3/3,5 nudos en mala mar.

Las pérdidas de velocidad en mala mar pueden ser debidas a:

- Cabeceo y balance.
- Viento de proa.
- Acción lateral de la ola y viento.
- Reacción del timón para corregir ruta.
- Emergencia del propulsor.

En los remolcadores (de valor $\Delta/(L/100)^3$ bastante alto), la pérdida de velocidad motivada por las razones expuestas, puede llegar a ser de un 35 por 100 respecto a la normal. Por tanto, para mantener los 3,5 nudos en mala mar, el remolcador deberá poder remolcar a 5,5 nudos como mínimo en condiciones de buen tiempo. Con esta velocidad se calculará:

- R = Resistencia de remolque del remolcador.
- r = Resistencia de remolque del cable de remolque.
- E = Resistencia de remolque del buque remolcado.

El valor $R + r + E$ será la resistencia total que deberá vencer la hélice del remolcador para una velocidad mínima de 5,5 nudos.

Teniendo en cuenta el objeto que perseguimos, efectuaremos los cálculos de resistencia de remolque, de una forma aproximada.

3. CÁLCULO DE LA R DEL REMOLCADOR.

Trataremos de utilizar la fórmula del Almirantazgo, ya que las velocidades son pequeñas y podemos suponer unas formas para el remolcador, que sirvan de patrón sin peligro de cometer errores apreciables. Empleando el Método de Ayre se pueden calcular los valores de la constante C_A en función de valores de v/\sqrt{L} y de $L/\Delta^{1/3}$:

- v = Velocidad en nudos.
- L = Eslora flotación en pies.
- Δ = Desplazamiento en toneladas.

Los valores de $L/\Delta^{1/3}$ oscilan entre 12 y 16 para remolcadores y los valores de v/\sqrt{L} oscilan entre 0,5 y 0,7 remolcando.

Los valores de B/T (manga/calado) oscilan entre 2,00 y 2,40; los valores de δ (coeficiente de bloque) oscilan entre 0,48 y 0,58.

Tomaremos unos valores promedios de $B/T = 2,20$ $\delta = 0,52$ para el remolcador patrón, a fin de tener en cuenta las correcciones medias por estos conceptos, despreciando otra clase de corrección por tratarse de cálculos aproximados. Así, podremos obtener la siguiente tabla de valores de C_A en la que se han tenido en cuenta las influencias de δ y B/T .

$\sqrt{L} \rightarrow$ 0,5 0,55 0,60 0,65 0,70 0,75 0,80

| | | | | | | | | |
|--|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $\frac{L}{\Delta^{1/3}} \left\{ \right.$ | 12 | 396 | 390 | 376 | 355 | 330 | 300 | 280 |
| | 13 | 435 | 430 | 415 | 395 | 370 | 346 | 320 |
| | 14 | 470 | 470 | 458 | 435 | 410 | 385 | 355 |
| | 15 | 500 | 500 | 490 | 480 | 450 | 430 | 400 |
| | 16 | 525 | 525 | 520 | 505 | 475 | 450 | 425 |

C_A PARA REMOLCADORES.- TABLA 1

Para valores intermedios de $L\Delta^{1/3}$ y v/\sqrt{L} se puede interpolar, incluso extrapolar moderadamente.

Con el valor de C_A calcularemos:

$$E. H. P. = \frac{v^3 \Delta^{2/3}}{C_A} \text{ c. v.}$$

y de aquí:

$$R = \frac{E. H. P. \times 76}{v_m} \text{ kg.}$$

v (nudos); v_m (metros/seg.) = 0,51 v ; Δ (toneladas).

4. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA E DEL REMOLQUE.

En este caso, dada la gran variedad de los remolques, los clasificaremos según que su situación sea en lastre o cargados, y dentro de estas dos categorías consideraremos las distintas variaciones de δ y B/T junto a la de los parámetros v/\sqrt{L} y $L/\Delta^{1/3}$.

$$20 < \frac{L}{\Delta^{1/3}} < 25 \quad \frac{B}{T} = 4,5$$

$\sqrt{L} \rightarrow$ 0,2 0,3 0,4 0,5

| | | | | | |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| $\delta \left\{ \right.$ | 0,6 | 390 | 420 | 466 | 485 |
| | 0,7 | 380 | 405 | 445 | 455 |
| | 0,8 | 334 | 362 | 395 | 410 |

C_A PARA BUQUES EN LASTRE.-

TABLA 2

a) Buques en lastre.

En esta condición la relación de $L/\Delta^{1/3}$ da valores muy altos y las curvas de valores de C_A en el mé-

todo de Ayre, prácticamente se confunden en la zona de utilización de v/\sqrt{L} , que en estos casos puede variar de 0,2 a 0,5. De igual modo la variación de B/T es de 4 a 5 y por tanto, podemos tomar un valor medio de 4,5 para B/T . Se obtiene entonces la Tabla 2, en la que se han tenido en cuenta las correcciones por δ y B/T . Calculado el valor de C_A de esta tabla, se tiene

$$E. H. P. = \frac{v^3 \Delta^{2/3}}{C_A} c. v.$$

y, por tanto:

$$E = \frac{E. H. P. \times 76}{v_m} \text{ kg.}$$

b) Buques en carga.

En esta situación se puede tomar como valor medio de $B/T = 2,5$ y preparar unas tablas para cada δ , en función de v/\sqrt{L} y $L/\Delta^{1/3}$. Las tablas 3a, 3b y 3c dan los valores de C_A pudiéndose interpolar pa-

$$B/T = 2,5 \quad \delta = 0,6$$

| | | | | | |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| $v/\sqrt{L} \rightarrow$ | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | |
| $L/\Delta^{1/3}$ | 14 | 330 | 384 | 445 | 465 |
| | 16 | 384 | 427 | 486 | 517 |
| | 18 | 405 | 460 | 515 | 538 |

CA PARA BUQUES EN CARGA - TABLA 3a.

$$B/T = 2,5 \quad \delta = 0,7$$

| | | | | | |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| $v/\sqrt{L} \rightarrow$ | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | |
| $L/\Delta^{1/3}$ | 14 | 326 | 382 | 440 | 455 |
| | 16 | 382 | 425 | 480 | 505 |
| | 18 | 403 | 457 | 506 | 526 |

CA BUQUES EN CARGA - TABLA 3b

$$B/T = 2,5 \quad \delta = 0,8$$

| | | | | | |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| $v/\sqrt{L} \rightarrow$ | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | |
| $L/\Delta^{1/3}$ | 14 | 302 | 350 | 402 | 413 |
| | 16 | 352 | 390 | 438 | 460 |
| | 18 | 372 | 420 | 465 | 480 |

CA BUQUE EN CARGA. TABLA 3c

ra valores intermedios, y, por tanto, obtener el valor de la E de remolque.

No hay que olvidar que estamos en zonas de v/\sqrt{L}

muy bajas y el 75 a 80 por 100 de la resistencia de remolque, se puede suponer como debida a la fricción. Por tanto, siempre existe otro procedimiento rápido para calcular E . Pues $R_f = 1,025 \cdot 0,0097 \cdot \Omega \cdot v^{1,83}$ libras, siendo $\Omega = c \sqrt{\Delta \times L}$ pies² donde Δ (toneladas), L (pies), v (nudos).

En la Tabla 4 obtenemos el valor de c en función de la relación B/T y conocida así R_f se puede añadir un 10 por 100 por apéndices y obtener:

$$E = \frac{1,1 \cdot R_f}{0,75} \text{ libras.}$$

5. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA r DE REMOLQUE DEL CABLE.

Una fórmula aproximada para calcular esta resistencia es:

$$r = 0,0124 \cdot \phi \cdot v^2 (0,65 \cdot (l-d) + 46,5 \cdot f^2/d) \text{ libras,}$$

siendo:

ϕ = Diámetro del cable en pies (acero).

v = Velocidad en nudos.

l = Longitud del cable en pies.

d = Distancia entre remolcador y remolque en pies.

f = Flecha máxima del cable en pies.

Como se ve, r es función del diámetro o peso del cable sumergido, de la velocidad de remolque, flecha y distancia entre buques.

Para hacer el cálculo más sencillo, podemos suponer una velocidad media de 6 nudos y para un cable de $\phi = 56$ mm. se puede dar la siguiente tabla que da los valores de r en función de $(l-d)$, longitud de cable sumergido que luego calcularemos. El valor de r se sacará de la figura 1 y se multiplicará por la relación de $\phi/56$.

| F_t | f_m | $l-d_m$ | r_t | E_t |
|-------|-------|---------|-------|-------|
| 6-80 | 146 | 76 | 2-8 | 4-0 |
| 9-08 | 103-5 | 35 | 1-82 | 7-2 |
| 13-60 | 66 | 15-2 | 1-27 | 12-3 |
| 18-20 | 50-3 | 9-1 | 1-06 | 17-1 |
| 24-70 | 38 | 5-8 | .97 | 21-7 |
| 27-20 | 33-2 | 4-6 | .93 | 26-3 |
| 31-70 | 29 | 3-65 | .88 | 30-8 |
| 36-30 | 25-2 | 3-08 | .85 | 35-4 |
| 40-80 | 21-4 | 2-10 | .81 | 39-8 |
| 45-30 | 19-2 | 1-53 | .79 | 44-5 |

para $v=6$ nudos y para un cable de acero $\phi=56$ m/m
 $l=825$

FIG. 1

6. CÁLCULO DEL EMPUJE DEL REMOLCADOR A LA VELOCIDAD DE REMOLQUE.

El problema se reduce a conocer las r. p. m. del propulsor durante el remolque y su rendimiento η_p .

Aquí nos encontramos con el inconveniente de que el propulsor de un remolcador puede proyectarse pa-

para absorber la máxima potencia del motor en una de las tres posibles situaciones:

1) A punto fijo. 2) A una supuesta velocidad de remolque. 3) En marcha libre. En el primer caso, cuando se remolcase, no se podría obtener toda la potencia del motor porque se sobrepasarían las revoluciones por minuto máximas. En el caso segundo las r. p. m. durante el remolque serían muy próximas a las óptimas y en el tercer caso ocurriría que las r. p. m. bajarían por navegar a menor velocidad y tampoco el motor podría dar toda su potencia, incluso con sobrecarga, lo cual debe evitarse.

En otras palabras y a menos que el remolcador posea información respecto al proyecto de la hélice, si queremos conocer η_p y N durante el remolque, habrá que aproximarlos dentro de unos valores medios o más probables, conociendo la velocidad de remolque, el diámetro D de la hélice y la potencia instalada.

| | | | | | | | |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| B/T | 2 | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 3,00 | 3,2 | 3,5 |
| C | 15,63 | 15,51 | 15,50 | 15,53 | 15,62 | 15,71 | 15,89 |

TABLA 4

7. HÉLICES DE PALAS FIJAS.

La resistencia total de remolque del conjunto es $R_T = R + r + E$. La hélice del remolcador deberá proporcionar un empuje:

$$T = \frac{R_T}{1 - t}$$

siendo $t = 0,1$ para remolcadores durante el remolque:

$$T = \frac{R_T}{0,9}$$

Respecto a $v_e = v(1 - w)$, siendo:

$w = 0,55 \delta - 0,20$ para buques de dos hélices.
 $w = 0,5 \delta - 0,05$ para buques de una hélice.

Si se supone $\delta = 0,52$ será:

$v_e = 0,79 v$ (1 hélice).
 $v_e = 0,914 v$ (2 hélices).

siendo v velocidad de remolque, y v_e expresadas en m/s.

La potencia del motor es $B. H. P. = K. P_m. N$, siendo:

P_m = Presión media efectiva.
 N = R. p. m. del motor.
 K = Constante del motor.

El par motor transmitido a la hélice es:

$$M = \frac{S. H. P. \times 76 \times 60}{2 \pi N} \text{ kg.} \times \text{m.}$$

entonces:

$$M = \frac{K \cdot \eta_s \cdot 2250 \cdot P_m}{\pi}$$

Es decir, que si se mantiene constante la presión media P_m , el motor proporcionará un par $M = \text{cte}$.

Calcularemos:

$$C_{am} = 1/D \cdot \sqrt[3]{M/v_e^2}$$

y con este valor entraremos en la figura 2, donde se representan los resultados obtenidos con un pro-

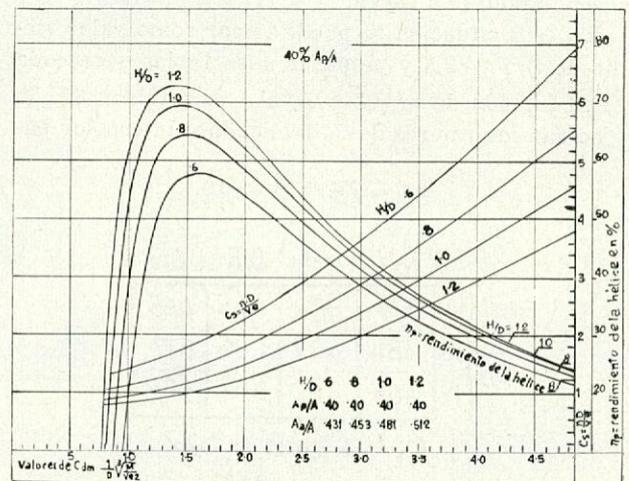


FIG. 2

pulsor de $A_p/A = 0,40$ (es posible que el A_p/A del remolcador sea superior a ésta, pero los resultados obtenidos con estas curvas resultan aceptables y el error no será considerable). Como se ve, y en función de H/D se obtienen los valores del rendimiento propulsivo η_p y nD/v_e ; con este último valor determinaremos $n = N/60$ durante el remolque a la velocidad considerada.

Si no se conoce el valor de H/D , es necesario aproximarlo y para ello se han preparado las Tablas 5,

SHP = 700 cv

| | | | | | | |
|-----|------|------|------|------|------|------|
| N | 120 | 200 | 240 | 300 | 350 | 400 |
| D | 3,20 | 2,64 | 2,35 | 2,10 | 1,90 | 1,80 |
| H/D | 1 | 0,80 | 0,75 | 0,70 | 0,66 | 0,63 |

TABLA 5

SHP = 1.400 cv.

| | | | | | | |
|-----|------|------|------|------|------|------|
| N | 120 | 200 | 240 | 300 | 350 | 400 |
| D | 3,30 | 2,70 | 2,40 | 2,16 | 2,00 | 1,90 |
| H/D | 1,20 | 0,90 | 0,84 | 0,79 | 0,76 | 0,73 |

TABLA 6

SHP = 2100 c.v.

| | | | | | | |
|-----|------|------|------|------|------|------|
| N | 120 | 200 | 240 | 300 | 350 | 400 |
| D | 3,40 | 2,82 | 2,50 | 2,24 | 2,05 | 1,92 |
| H/D | 1,25 | 1,00 | 0,95 | 0,87 | 0,82 | 0,79 |

TABLA 7

SHP = 2.800 c.v.

| | | | | | | |
|-----|------|------|------|------|------|------|
| N | 120 | 200 | 240 | 300 | 350 | 400 |
| D | 3,50 | 2,90 | 2,60 | 2,30 | 2,10 | 1,98 |
| H/D | 1,25 | 1,00 | 0,94 | 0,88 | 0,83 | 0,79 |

TABLA 8

6, 7 y 8 que dan unos valores probables de D y H/D en función de las N y S. H. P. de proyecto del propulsor. Se ha supuesto una velocidad de 12 nudos en marcha libre, por ser ésta bastante conservadora. Para valores intermedios se puede interpolar.

Se han tomado como valores límites $0,6 \leq H/D \leq 1,25$ y $1,80 \leq D \leq 3,50$ si bien las hélices de grandes diámetros dan mejores rendimientos, pueden estar limitadas por el calado del remolcador. En un caso particular puede ocurrir que para los B. H. P. y N del remolcador, sus D y H/D sean distintas a las obtenidas por las tablas, por ejemplo, un D mayor que el de la tabla, entonces habría que suponer un H/D menor.

Para $N = 220$ r. p. m., 8 cm. de aumento de D supondrían una disminución de H/D en 0,1 y al revés, entonces de acuerdo con las Tablas 5, 6, 7 y 8 podremos estimar para nuestra hélice de diámetro D , un H/D probable y con las curvas de la figura 2 obtener η_p y nD/v_e .

Conocidas las N de remolque, el propulsor absorberá: S. H. P. = $2 \cdot \pi \cdot n \cdot M/76 = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot M/76 \times 60$ c. v. y con estos S. H. P. el remolcador proporcionará un empuje T tal que $T \times v_e/S. H. P. \times 76 = \eta_p$; $T = \eta_p \cdot S. H. P. \cdot 76/v_e$ kg., que deberá ser igual o mayor que $R_T/0,9$ calculado antes:

$$\eta_s = \begin{cases} 0,98 & \text{para acoplamiento directo.} \\ 0,93 & \text{para reducción simple.} \\ 0,91 & \text{para reducción y acoplamiento hidráulico.} \end{cases}$$

- N = Revoluciones por minuto.
- H = Paso de la hélice en m.
- D = Diámetro de la hélice en m.
- T = Empuje de la hélice en m.
- v_e = Vel. propulsor en m/seg.
- n = R. p. m. propulsor por seg.
- M = Par motor en kg. \times m.
- η_p = Rendimiento del propulsor.
- A_p/A = Area proyectada/área disco.

8. HÉLICES DE PASO CONTROLABLE.

En este caso tampoco se conoce el H/D de trabajo de la hélice durante el remolque, pero sí sabemos que el paso de la hélice se acomodará para absor-

ber la potencia máxima del motor, es decir, que el propulsor conservará durante su trabajo, las revoluciones N normales de proyecto. En este caso, conocidos D , N , v_e y B. H. P. determinaremos:

$$C_{dm} = 1/D \sqrt[3]{M/v_e^2}$$

y

$$\frac{nD}{v_e}$$

Con estos valores, aproximaremos el valor de H/D en las curvas de la figura 2 y hallaremos η_p y por consiguiente $T = \eta_p \cdot S. H. P. \cdot 76/v_e$ kg., siendo S. H. P. la máxima potencia que podrá entregar el motor e igual a $\eta_s \times B. H. P.$

Los casos de tobera Kort no se estudian por no hacer demasiado largo el trabajo. Se observa solo que suponen una mejora del empuje y que en caso de duda, al comparar los valores de T y $R_T/0,9$, habrá que tener ésto en cuenta.

9. DISPOSITIVOS DE REMOLQUE. LONGITUD Y CARACTERÍSTICAS DEL CABLE DE REMOLQUE.

La unión entre remolcador y remolque se consigue mediante un cable, generalmente de acero, fijado al remolque en su proa (a través de los escobenes si los tiene) y al remolcador mediante alguno de los siguientes dispositivos:

- Sobre bitas o gancho sin disparo.
- Sobre gancho de remolque con disparo.
- Sobre chigre de tensión constante.

En el primer caso se producen sobretensiones en el cable que luego valoraremos y en función de éstas se definirá el cable por el diámetro necesario y la longitud adecuada para efectuar el remolque, incluso en mala mar. En el segundo caso, el gancho limita una tensión y si ésta llegara a alcanzarse, el cable quedaría libre. En el tercer caso el chigre mantiene una tensión constante en el cable, largando o cobrando cable según que la tensión aumente o disminuya. En estos dos casos las características del cable son menos rigurosas que en el primero. Estudiaremos el primer caso que es el más general, particularizando para los otros dos.

Conocida la $F = E + r$ de remolque aplicada en la popa del remolcador, podemos considerar el cable en equilibrio estático (se desprecian fuerzas de inercia) suspendido de los dos buques y sometido a las fuerzas horizontales F en los extremos y al peso del mismo cable, formando una especie de curva catenaria con una parte de cable sumergido igual a $l - d$, siendo l la longitud del cable y d la distancia entre buques.

Cuanto mayor sea l y $l - d$, mayor será el factor de seguridad en el remolque, puesto que existe mayor elasticidad, proporcionada por la $(l - d)$ de cable sumergido. El diámetro del cable tiene gran influencia en este factor de seguridad.

Hay que distinguir entre las fuerzas normal de remolque F en buena mar, y la máxima F_m alcanza-

da al estirarse el cable como consecuencia del frenado del remolque por las olas; en este momento el cable tiene que absorber la fuerza viva que lleva el remolcador a la velocidad v . En el caso de cables delgados la longitud $(l - d)$ de cable sumergido es menor que en el caso de cables gruesos, y la fuerza viva que lleva el remolcador al frenarse el remolque, origina tensiones mayores que cuando el cable es grueso; por tanto, para mantener el mismo factor de seguridad, en las mismas condiciones de remolque, un cable delgado deberá ser más largo que otro más grueso de la misma resistencia.

Cuando el remolque es alcanzado por una ola, aquél se frena en un corto intervalo de tiempo hasta quedar parado; durante este tiempo y el siguiente hasta quedar parado el remolcador, que aún sigue tirando, se empieza a crear una sobretensión en el cable y a continuación empieza a disminuir la flecha de la catenaria, disminuyendo también la longitud $(l - d)$ de cable sumergido hasta anularse prácticamente, como consecuencia del aumento progresivo de tensión; posteriormente el cable es capaz de sufrir un alargamiento por su elasticidad y finalmente el remolcador queda parado.

Sea Δ el desplazamiento del remolcador a la velocidad v , la energía cinética que lleva el remolcador es $1/2 (\Delta/g) v^2$, siendo:

Δ = El desplazamiento en kg.
 g = Aceleración gravedad en m/seg^2 .
 v = Velocidad remolque en m/seg .

Sea F_u la sobretensión creada, que empezando desde cero alcanzó el valor F_u . El valor medio de la misma durante el intervalo total será $F_u/2$. Toda la energía $1/2 (\Delta/g) v^2$ es absorbida por el cable desde el momento que el remolque empezó a frenarse hasta que los dos buques quedaron parados. Se puede suponer aproximadamente que la mitad de la fuerza o energía cinética, se absorbe en el trabajo de $F_u/2$ durante el intervalo, desde que la curva catenaria tiene sumergida una longitud de cable $(l - d)$ hasta que este valor se hace cero, es decir, que $F_u/2 \cdot (l - d) = 1/2 \cdot 1/2 (\Delta/g) v^2$; $l - d = \Delta \cdot v^2 / 2 \cdot F_u \cdot g$. $F_m = F_u + F$ es la fuerza máxima alcanzada por el cable. Se puede admitir que $F_m/F \approx 3,3$; $F_u \approx 2,3 \cdot F$ por tanto, $l - d = \Delta \cdot v^2 / 4,6 \cdot F \cdot g$. (1) que nos da la $l - d$ sumergida necesaria para absorber sobretensiones.

Puesto que $F_m \approx 3,3 \cdot F$, siendo F la tensión normal de remolque, en cables de acero, el cable de remolque deberá ser tal, que $C.R./F_m = 3$, es decir, $C.R./3,3 \cdot F \approx 3$; $C.R./F = 10$ si el enganche es sobre bitas.

Si el remolcador llevara gancho o chigre de remolque que actúen a tensión constante, se puede aceptar en este caso $C.R./F = 4$. La Tabla 4 da las características para un cable de acero en función de la $C.R.$ (carga de rotura).

Si suponemos en equilibrio el sistema de fuerzas de la figura 3, resultaría $Y = q \cdot l / 2$, siendo q el peso por metro de cable, despreciando el empuje del agua;

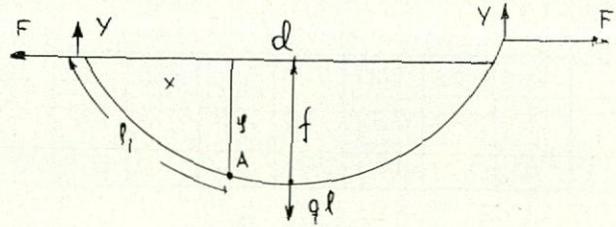


Fig. 3

el momento flector en un punto A de la curva del cable sería $M_A = q \cdot (x/2) \cdot (l - l_1) - F \cdot y$ y particularizando para el punto más bajo de la catenaria, tendríamos $M_o = q \cdot (l/2) \cdot d/4 - F \cdot f$; $d = 8 (M_o + F \cdot f) / q \cdot l$.

Dentro de un determinado remolque, el valor $F \cdot f$ se puede admitir como constante, así como $q \cdot l$ (peso del cable); luego cuanto menor sea M_o , menor será la d exigida entre buques. Si sacamos $M_o = 0$ la distancia d obtenida será la mínima, luego $d = 8 \cdot F \cdot f / q \cdot l$ $f/l = q \cdot d / 8 \cdot F$ (2).

Esta relación f/l suele oscilar entre 0,08 y 0,02; valores superiores a 0,08 son antieconómicos y valores inferiores a 0,02 son peligrosos.

Con la fórmula (1) se determina $(l - d)$; y conocida la longitud del cable l , de que disponga el remolcador, se determinará d ; entrando en la fórmula (2) se hallará f/l en función de $q \cdot d / 8 \cdot F$ y este valor deberá ser mayor que 0,02.

En el caso de tratarse de estachas de abacá o manila, la carga de rotura de la estacha se obtiene por la fórmula $C.R. = 2,26 d (d + 1)$ tons., siendo d el diámetro en pulgadas. En este caso para calcular la longitud del cable, suponiendo que la elasticidad de la estacha es 5 por 100 de l , se puede admitir que las $3/4$ partes de la energía de remolcador se invierten en el trabajo de alargamiento elástico, es decir, $3/4 \cdot 1/2 \cdot \Delta_r \cdot v_m^2 / g = F_a \times 0,05 \cdot l/2$; $3/4 \cdot \Delta_r \cdot v_m^2 / g \cdot F_a \cdot 0,05 = l$; $l = 15 \cdot \Delta_r \cdot v_m^2 / 2,3 \cdot F \cdot g$ metros.

En estachas de nylon, se puede suponer que una del mismo diámetro que otra de manila, soporta una carga de rotura doble que ésta. Bastará calcular la $C.R.$ como si fuera de manila y multiplicar por dos para obtener la correspondiente al nylon. En cuanto a la longitud de estacha mínima, se puede admitir en una aproximación que $(6/7) (1/2) \Delta_r \cdot v_m^2 / g = F_a \cdot 0,1 \cdot l/2$; $l = 8,6 \cdot \Delta_r \cdot v_m^2 / 2,3 \cdot F \cdot g$.

Ejemplo resumen.—De un remolque preparado para salir a la mar hemos tomado los siguientes datos:

Remolque: $\Delta = 4.580$ toneladas; $L = 88,56$ metros $\delta \approx 0,71$.

Remolcador: $\Delta = 640$ toneladas; $L_{pp} = 32,00$ metros B. H. P. = 2×1.000 c. v., con reducción 720/260 r. p. m. Diámetro hélice = 2,60 metros; longitud del cable de acero = 600 metros $\phi = 50$ mm. Se dispone de chigre de tensión constante.

Exigiremos que el remolque se pueda efectuar a una velocidad mínima de 6 nudos, con buena mar. El coeficiente de bloque, si no se conoce, en el caso del

remolque, se puede estimar por la fórmula $\delta = 1,08 - 1/2 \cdot v/\sqrt{L}$ siendo v (nudos) y L (pies).

Cuando el remolque, se trate de una barcaza o buque sin propulsión propia, el δ suele ser bastante alto y se puede estimar conociendo su desplazamiento hasta el calado en carga, por la suma del peso en rosca más el paso de la carga y de aquí $\delta = \Delta/L.B.T. 1,025$.

Resistencia del remolque. $v/\sqrt{L} = 0,35 L/\Delta^{1/3} = 17,5$.

De la Tabla 3b obtenemos por interpolación $C_A = 464$; E. H. P. = 129 c. v.; $E = 3.100$ kg.

Resistencia del remolcador. $v/\sqrt{L} = 0,585$; $L/\Delta^{1/3} = 12,2$; de la Tabla 1 $C_A = 393$; E. H. P. = 40,5 c. v.; $R = 980$ kg.

Resistencia del cable de remolque. En primera aproximación $l - d = \Delta \cdot v^2/4,6 \cdot E \cdot g = 0,21 \times \Delta/E = 43,5$ metros y para este valor en la figura 1 se obtiene $r = 50 \times 2,00/56$ toneladas = 1,8 toneladas, puesto que el ϕ del cable disponible es 50 mm.

Por tanto: $R_T = R + E + r = 5,88$ toneladas; $T = 5,88/0,9 = 6,52$ toneladas que será el empuje necesario: $v_e = 0,79 \cdot v = 2,45$ m/seg.

El propulsor es una hélice de $D = 2,60$ metros y la instalación de potencia era de 2×1.000 c. v. con una reducción de 720/260 r. p. m. y, por tanto, $\eta_s = 0,93$.

$M = 2.000 \times 0,93 \times 76 \times 60/2\pi \times 260 = 5.130$ kilogramos \times metro; $C_{dm} = 1/D \sqrt[3]{M/v_e^2} = 3,66$.

En la Tabla 7, la hélice probable (interpolando) para S. H. P. = 2.000 c. v. y $N = 260$ r. p. m., sería $D = 2,41$ $H/D = 0,91$, pero la nuestra tiene un diámetro de 2,60 metros, es decir, 19 cm. más, luego reduciremos el paso en la proporción de 0,1 por cada 8 cm. de diferencia con la de la Tabla; así pues, nos quedaría, que nuestra hélice de $D = 2,60$ metros tiene probablemente un $H/D = 0,7$.

En la figura 2 obtenemos $nD/v = 4,2$; $\eta_p = 0,32$; $N = 4,2 \times 2,45 \times 60/2,6 = 238$ r. p. m.

El propulsor absorberá S. H. P. = $M \times 2\pi N/60 \times 76 = 1.680$ c. v. y proporcionará a 6 nudos un empuje T tal, que $T \times v_e/76 \times SHP = \eta_p = 0,32$; $T = 0,32 \times 1.680 \times 76/2,45 = 16.400$ kg. mayor que los 6.520 kg. necesarios.

En el caso de que la hélice hubiera sido de paso controlable las revoluciones de trabajo deben ser entonces $N = 230$ r. p. m. con lo cual $n \cdot D/v = 4,6$; con este valor y el valor de $C_{dm} = 3,66$ ya calculado anteriormente, hallaríamos en la figura 2 un valor de $H/D = 0,6$ y para esta relación de paso $\eta_p = 0,31$. Entonces $T \times v_e/76 \times BHP \times \eta_s = 0,31$; $T = 0,31 \times 0,93 \times 2.000 \times 76/2,45 = 17.900$ kg.

Características del cable y dispositivos de remolque.—El remolcador dispone de un chigre para remolque de tensión constante y un cable de acero de $l = 600$ metros y $\phi = 50$ mm.

$F = E + r = 4,9$ toneladas. Puesto que el remolcador lleva chigre de remolque a tensión constante, la carga de rotura del cable será tal que $C. R./F = 4$;

CABLES DE CORDONES ORDINARIOS

6 × 37 + 1

| Diámetro del cable mm. | Diámetro del alambre mm. | Paso aproximado Kg/m. | Cargas de rotura efectivas en kilogramos, con acero de | | | |
|------------------------|--------------------------|-----------------------|--|------------------------|------------------------|------------------------|
| | | | 125 kg/mm ² | 140 kg/mm ² | 160 kg/mm ² | 175 kg/mm ² |
| 12 | 0,57 | 0,500 | 5.740 | 6.420 | 7.340 | 8.030 |
| 13 | 0,62 | 0,600 | 6.790 | 7.600 | 8.690 | 9.500 |
| 14 | 0,67 | 0,700 | 7.930 | 8.880 | 10.140 | 11.090 |
| 15 | 0,71 | 0,800 | 8.900 | 9.970 | 11.390 | 12.460 |
| 16 | 0,76 | 0,900 | 10.200 | 11.420 | 13.040 | 14.270 |
| 17 | 0,81 | 1,050 | 11.580 | 12.970 | 14.820 | 16.290 |
| 18 | 0,86 | 1,200 | 13.050 | 14.620 | 16.700 | 18.270 |
| 19 | 0,90 | 1,300 | 14.300 | 16.000 | 18.300 | 20.000 |
| 20 | 0,95 | 1,450 | 15,930 | 17.840 | 20.390 | 22.300 |
| 21 | 1,00 | 1,600 | 17.640 | 19.770 | 22.590 | 24.700 |
| 22 | 1,05 | 1,750 | 19.460 | 21.790 | 24.900 | 27.240 |
| 23 | 1,09 | 1,900 | 20.970 | 23.480 | 26.840 | 29.350 |
| 24 | 1,14 | 2,050 | 22.940 | 25.690 | 29.360 | 32.100 |
| 25 | 1,19 | 2,250 | 24.990 | 27.990 | 31.990 | 34.990 |
| 26 | 1,24 | 2,400 | 27.130 | 30.390 | 34.730 | 37.990 |
| 27 | 1,29 | 2,600 | 29.370 | 32.890 | 37.590 | 41.100 |
| 28 | 1,33 | 2,800 | 31.220 | 34.960 | 39.960 | 43.700 |
| 29 | 1,38 | 3,000 | 33.600 | 37.640 | 43.020 | 47.050 |
| 30 | 1,43 | 3,200 | 36.090 | 40.420 | 46.190 | 50.520 |
| 31 | 1,48 | 3,400 | 38.650 | 43.290 | 49.480 | 54.100 |
| 32 | 1,52 | 3,700 | 40.770 | 45.660 | 52.190 | 57.080 |
| 33 | 1,57 | 3,900 | 43.500 | 48.720 | 55.670 | 60.890 |
| 34 | 1,62 | 4,200 | 46.300 | 51.870 | 59.280 | 64.830 |
| 35 | 1,67 | 4,400 | 49.200 | 55.120 | 62.990 | 68.900 |
| 36 | 1,71 | 4,700 | 51.600 | 57.790 | 66.050 | 72.240 |
| 37 | 1,76 | 4,950 | 54.660 | 61.220 | 69.960 | 76.520 |
| 38 | 1,81 | 5,200 | 57.800 | 64.750 | 74.000 | 80.930 |
| 39 | 1,86 | 5,500 | 61.050 | 68.370 | 78.140 | 85.470 |
| 40 | 1,90 | 5,800 | 63.700 | 71.350 | 81.540 | 89.180 |
| 41 | 1,95 | 6,100 | 67.100 | 75.150 | 85.880 | 93.940 |
| 42 | 2,00 | 6,400 | 70.580 | 79.050 | 90.350 | 98.820 |
| 43 | 2,05 | 6,700 | 74.160 | 83.050 | 94.920 | 103.820 |
| 44 | 2,09 | 7,000 | 77.080 | 86.330 | 98.660 | 107.900 |
| 45 | 2,14 | 7,300 | 80.800 | 90.500 | 103.440 | 113.130 |
| 46 | 2,19 | 7,600 | 84.630 | 94.790 | 108.330 | 118.480 |
| 47 | 2,24 | 7,900 | 88.540 | 99.160 | 113.330 | 123.950 |
| 48 | 2,29 | 8,300 | 92.540 | 103.640 | 118.440 | 129.550 |
| 50 | 2,38 | 8,900 | 99.950 | 111.940 | 127.940 | 139.930 |
| 52 | 2,48 | 9,600 | 108.530 | 121.550 | 138.950 | 151.940 |
| 54 | 2,57 | 10,400 | 116.550 | 130.530 | 149.180 | 163.160 |

TABLA 9

C. R. = 19,60 toneladas y según la Tabla 9, le corresponde un $\phi = 22$ mm. El remolcador lleva uno de $\phi = 50$ mm.

$l - d = \Delta \times v^2/4,6 \times F \times g = 28$ m.; $d = 572$ m.

De la Tabla 9 y para un cable de acero de $\phi = 50$ milímetros (el que lleva el remolcador) $q = 8,9$ kilogramos/metro; $f/l = q \times d/8.000 \times F = 0,13$, mayor que el mínimo exigido de 0,08; lo cual quiere decir que el remolque es muy seguro en este caso, pero en cambio poco económico; todo esto ya se adivinaba al principio, puesto que el remolcador puede hacer la travesía con $v = 9$ nudos, dado que para efectuar este remolque, le sobra máquina y medios de remolque.

BIBLIOGRAFIA

1. Gráficos de Ayre.
2. Small Seagoing Craft. Ir. Roorda.
3. Gráficos de Hélices de Troost.

Puntualizaciones del autor sobre el trabajo "Influencia del timón y de los parámetros geométricos de un buque en su maniobrabilidad". (*)

En el párrafo VII-C "Maniobras en zig-zag" de nuestro trabajo, se proponía de acuerdo con las ideas iniciales de Nomoto, considerar como valores finales de los coeficientes K' y T' los promedios de los coeficientes K'_4 , K'_{68} y T'_4 , T'_{68} respectivamente.

Al calcular el efecto de escala de los coeficientes K' , T' (deducidos en la forma propuesta por Nomoto), comparando los resultados de los ensayos con modelos y los correspondientes del buque real, se obtenían efectos de escala muy considerables. En cambio si se comparaban los coeficientes K'_{68} y T'_{68} el efecto de escala era apenas inexistente.

Analizando más profundamente este fenómeno vimos que en el valor de K_{68} se incluye la corrección para tener en cuenta la asimetría de flujo que crea la hélice, y la misma es válida para el mismo intervalo de integración que el coeficiente K_{68} . En cambio en la fórmula del coeficiente K_4 es preciso entrar con un valor δr correspondiente a un intervalo de integración distinto, que el intervalo para el cual tiene validez el coeficiente K_4 .

(*) D. Gonzalo Pérez Gómez, autor del artículo: "Influencia del timón y de los parámetros geométricos de un buque en su maniobrabilidad", publicado en el número 452, febrero 1973 de "Ingeniería Naval", nos envía esta nota con el ruego de su publicación, lo que hacemos con mucho gusto.

Hemos observado también que el valor K'_{68} deducido de las maniobras en zig-zag $25^\circ - 75^\circ$ es muy parecido al coeficiente K' deducido estáticamente a partir del diámetro evolutivo correspondiente a una posición de timón de 35° , y además este último coeficiente apenas tiene efecto de escala.

Se observó que tampoco existe efecto de escala en el coeficiente T'_{68} , lo cual podía esperarse teniendo en cuenta la relación lineal que liga a K'_{68} y T'_{68} .

Por último, es preciso señalar que los efectos de escala de los coeficientes K'_4 y T'_4 son parecidísimos, avalándose por este motivo la relación lineal entre los coeficientes K' y T' obtenida por Nomoto.

Por las razones expuestas, parece aconsejable con vistas al futuro emplear para las comparaciones entre modelo y buque los coeficientes K'_{68} y T'_{68} .

El autor ha tenido ocasión de exponer estas conclusiones al profesor Nomoto, viendo con satisfacción que las mismas han sido plenamente compartidas por él, afirmando además que la práctica actual en Japón es utilizar los coeficientes K'_{68} y T'_{68} en lugar de los inicialmente propuestos.

BARCOS

BOTADURA DEL PETROLERO "SERIR", EN LA FACTORIA DE MATAGORDA DE ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A.

Ha tenido lugar en la Factoría de Matagorda de Astilleros Españoles, S. A., la botadura del buque "Serir", petrolero de 47.000 TPM, con destino a la firma National Oil Corporation de Libia, siendo este buque la primera unidad de la serie contratada con los citados Armadores.

La botadura se realizó como un acto más de trabajo, siendo madrina Mrs. Haraga, esposa del Embajador de Libia en España.

Las características principales del buque son las siguientes:

| | |
|------------------------------------|-----------|
| Eslora total | 203,75 m. |
| Eslora entre perpendiculares | 194,00 m. |
| Manga de trazado | 29,00 m. |
| Puntal de trazado | 16,00 m. |
| Calado máximo | 11,95 m. |
| Peso muerto | 47.000 t. |
| Registro bruto | 26.000 t. |



| | |
|----------------------------|-----------------------|
| Capacidad de tanques | 56.184 m ³ |
| Velocidad | 15 nudos |

| | |
|--------------------------------------|----------|
| Puntal a la cubierta principal | 7,35 m. |
| Calado medio de trazado | 4,60 m. |
| Peso muerto aproximado | 1.118 t. |

La sociedad clasificadora es el Lloyd's Register of Shipping.

El equipo propulsor está compuesto de un motor principal AESA-Sulzer, tipo 7RND76, con una potencia máxima de 14.000 BHP, a 122 r. p. m.

El montaje en grada de esta nueva unidad para la Flota Mercante de Libia, ha durado sólo cuatro meses y los trabajos de armamento se encuentran en fase muy adelantada, habiéndose procedido ya a la colocación de la quilla del segundo petrolero de la serie.

BOTADURA DEL "BETANZOS" EN LA FACTORIA DE MEIRA DE ASTILLEROS Y CONSTRUCCIONES, S. A.

Ampliamos la noticia aparecida en el pasado número de la Revista, relativa a la botadura del buque de pesca-congelador harinero-factoría "Betanzos", botado el 21 de marzo en la Factoría de Miera, de Astilleros Construcciones, S. A., con la fotogra-



fía del mismo y el cuadro de características principales de dicho buque:

| | |
|---|----------|
| Eslora total aproximada | 67,96 m. |
| Eslora entre perpendiculares aprox. ... | 63,00 m. |
| Manga de trazado | 12,50 m. |

ENTREGA EN SEVILLA DEL CARGUERO "IVO VOJNOVIC"

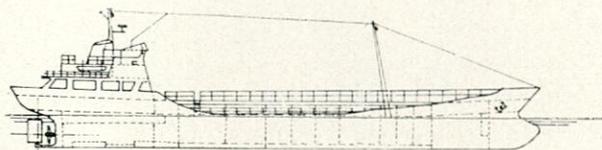
Ha tenido lugar, en la Factoría de Sevilla, de Astilleros Españoles, S. A., la entrega del carguero de 16.000 TPM "Ivo Vojnovic" a la Cía Atlantska Plovidba de Yugoslavia.

Esta unidad es la primera de una serie de dos que se construyen en esta Factoría para la citada Naviera.

En la construcción de estos buques han intervenido también otras Factorías de la Sociedad, suministrando el equipo propulsor piezas fundidas y equipo naval.

"LE CELLIER", BUQUE FRANCES PARA EL TRANSPORTE DE VINOS Y ALCOHOLES

Desde el año pasado, la flota francesa cuenta con un nuevo buque transportador de vinos y alcoholes de 20.490 Hl., "El Cellier", construido en Italia por los Astilleros Navales de Pietra Ligure, para la Sociedad francesa de Transportes Marítimos, del Grupo Worms.



Las características principales de este buque son las siguientes:

| | |
|--------------------------------------|------------|
| Eslora total | 80,05 m. |
| Eslora entre perpendiculares | 71,50 m. |
| Manga | 12,31 m. |
| Puntal a la cubierta principal | 5,60 m. |
| Calado máximo | 5,12 m. |
| Porte | 2.103 t. |
| Desplazamiento en carga | 3.160 t. |
| Arqueo | 1.497 TRB. |
| Tripulación | 12 hombres |

El equipo propulsor consta de un motor Mak, de 4 tiempos, sobrealimentado por turbo-soplante Brown-Boveri, tipo VTR400, de 6 cilindros de 45 cm. de diámetro y de 55 cm. de carrera, que desarrolla 3.000 HP, y mueve una hélice de 4 palas fijas a 375 revoluciones por minuto. La velocidad en servicio es de 13,5 nudos.

Las disposiciones del casco se caracterizan por una sola cubierta continua. Lleva un bulbo muy pro-

nunciado, codaste clásico y timón rectangular compensado.

Los materiales en contacto con los líquidos de carga han sido cuidadosamente desoxidados y recubiertos de una capa protectora resistente a las corrosiones químicas, incluso la de agua de mar de lastre. Las tuberías de carga son de acero inoxidable. El trasiego de líquidos se efectúa por 4 bombas fijas de 40 m³/h., a 60 m., movidas cada una por un motor eléctrico de 20 C. V. Lleva además una pequeña bomba de desecación de 4 m³/h., a 60 m. con motor eléctrico de 3,5 C. V.

Las instalaciones para vinos y alcoholes consisten en 7 cisternas, divididas por mamparos longitudinales y transversales, de forma que delimitan un total de 36 tanques independientes. El volumen total es de 20.489,60 Hl. (10.393 a babor y 10.096,60 a estribor).

TRES CARGUEROS ALEMANES SEMI-PORTACONTAINERS DE 12.500 T.

Los astilleros alemanes Orenstein-Koppel, de Lübeck, han terminado recientemente una serie de 3 cargueros semi-portacontainers de 12.500 toneladas de peso muerto (Edith-Howaldt-Russ, Rheingold y Walküre), los tres entregados a compañías de Hamburgo.

Las características principales de estos buques son las siguientes:

| | |
|------------------------------------|-------------|
| Eslora total | 143,64 m. |
| Eslora entre perpendiculares | 134,00 m. |
| Manga | 21,50 m. |
| Puntal a cubierta principal | 11,10 m. |
| Puntal a la segunda cubierta | 7,70 m. |
| Calado máximo | 8,30 m. |
| Porte | 12.500 t. |
| Arqueo | 8.325 TRB. |
| Tripulación | 30 hombres. |

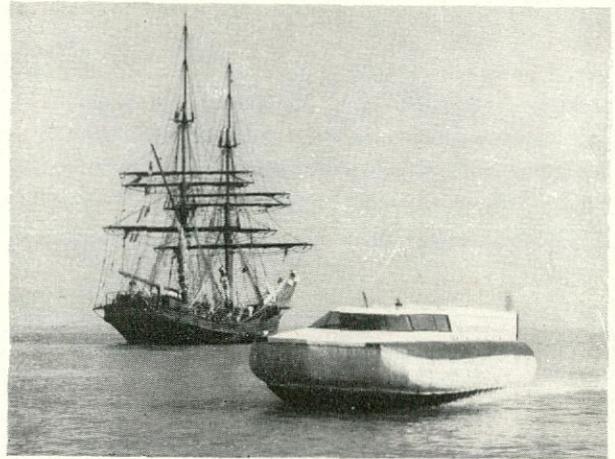
La propulsión se realiza por medio de un motor principal Pielstick del tipo 18PC2V, de 9.630 HP., a 520 r. p. m. La hélice es de palas fijas. Aparte de los auxiliares normales, pueden mencionarse una motobomba contra incendio, con motor diesel Faryman, 2 cilindros, 25 HP., a 1.500 r. p. m.; una bomba de 75 m³, a 60 m. y dos grupos automáticos de refrigeración BBC, tipo R22, de 78.000 kilofrigoorías.

Sus cubiertas, muy despejadas, sobre todo en su parte central permiten cargas muy variadas, realizándose todo el trabajo con el equipo de a bordo, que consiste en 2 puntales Stülcken de 35 toneladas, una pluma de 22 toneladas y 6 de 5/10 toneladas.

El volumen de bodegas es de 630.000 pies cúbicos (balas) y 592.000 (grano) y la capacidad de carga en containers es la siguiente: 365 containers de 20 pies o 159 de 40 pies, mas 47 de 20 pies.

PROTOTIPO DE AERODESLIZADOR

Acaba de ser introducido, en forma de prototipo, el AV2 en Inglaterra, por la Air Vehicles Ltd., con capacidad para cinco personas o 450 kilogramos de



carga, y que puede alcanzar una velocidad máxima superior a 56 km/h. Está accionado por dos motores de dos tiempos que desarrollan 125 HP e impulsan ventiladores centrifugos. La embarcación no está ideada para competir con las convencionales, pero puede ser utilizada para el transporte rápido en aguas poco profundas, pantanos y ríos helados, embarrados o de aguas que presenten dificultad para la navegación. Más por su originalidad que por el interés, se publica una fotografía de esta nueva embarcación con el fondo de un antiguo bergantín.

ASTILLEROS

UNA CIFRA EN LA CONSTRUCCION DE ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A.

Con la puesta de quilla de la C/189 de la Factoría de Sestao, "King William", petrolero de 80.000 TPM para la firma King Line, la construcción naval de Astilleros Españoles, S. A., ha sobrepasado los 2.000.000 de TRB, en buques comenzados desde la constitución de esta Sociedad, en 1970, por fusión de las antiguas Sociedades.

ARMADOR NORUEGO CONSTRUYE NUEVO ASTILLERO

El armador noruego Hilmar Reksten, de Bergen, ha adquirido un terreno en Hanøytangen, en la isla de Askøy, con el fin de construir un astillero. Reksten es una de los armadores más poderosos de No-

ruega, como lo prueba el hecho de que siete de los catorce petroleros de 285.000 toneladas que se están construyendo actualmente en el astillero de Stord, al oeste de Noruega, han sido encargados por él.

COREA DEL SUR ¿LA SEGUNDA POTENCIA DEL LEJANO ORIENTE?

Así parecen indicarlo las noticias procedentes de éste, hasta ahora ignorado país, dentro del concierto de la Construcción Naval Mundial.

El pasado mes de marzo comenzó la producción en el nuevo Astillero de Hyundai en la bahía de Mipo, cerca de Ulsan, al que nos referimos en el número de enero de nuestra Revista, con la construcción de un petrolero de 259.000 toneladas para Livanos.

Este nuevo y moderno Astillero se verá posiblemente acompañado por un segundo que también con la ayuda de consultores británicos, se espera sea una realidad hacia el verano de 1975. Este astillero se situará en Samchonpo a unas 60 millas de Pusan y de momento está pendiente de la aprobación de las autoridades.

Por último, una tercera empresa, la Korea Shipbuilding & Engineering Corporation, que está actualmente en funcionamiento y tiene una capacidad para construir buques de hasta 30.000 t. p. m. tiene también interés en construir un nuevo Astillero cerca de Pusan, habiendo solicitado créditos por valor de 72 millones de dólares para dicho proyecto.

TRAFICO MARITIMO

INAUGURACION DE UNA NUEVA TERMINAL EN LA NAVIERA AZNAR EN LIVERPOOL

Dentro del importante puerto de Liverpool, ha sido inaugurada recientemente una terminal de pasajeros, puesta en funcionamiento por la Naviera Aznar de Bilbao, para los servicios con España peninsular y las Islas Canarias.

Un portavoz de la Compañía "Yeoward Brothers Ltd.", agentes en Liverpool de la mencionada naviera, manifestó que se había escogido esta ciudad por sus buenas instalaciones y porque además estaba situada cerca de una densa región industrial con gran número de habitantes.

A la inauguración de la nueva terminal que se llamará "Terminal Alexandra", asistieron diversos representantes del sector comercial de Liverpool, así como invitados representantes de agencias de viaje y otros representantes de España.

EL TUNEL DEL CANAL DE LA MANCHA PODRIA INAUGURARSE PARA 1980

El proyectado túnel bajo el Canal de la Mancha, que enlazará el Reino Unido y Francia, podría inaugurarse y ponerse en servicio para el año 1980. Sobre la base de los resultados de los estudios finales sobre el proyecto, un consorcio internacional de compañías va a someter al gobierno británico unas propuestas detalladas, relativas a la financiación y construcción del túnel. Tales convenios proporcionarían el marco principal para el proyecto y estipulaciones relativas a la fase siguiente. Dichas medidas abarcarían determinadas operaciones preliminares, tales como la instalación de pozos verticales y la perforación experimental de unos cortos tramos del túnel de servicio, a cambio de una inversión que oscilaría alrededor de los 48.000.000 de dólares. En caso de lograrse progresos satisfactorios, se firmaría a principios de 1975 un acuerdo complementario exponiendo los últimos detalles del programa de financiación. A continuación, se reuniría la mayor parte de los fondos, iniciándose las obras más importantes de construcción. El informe añade que en caso de que las operaciones pudieran ajustarse a semejante programa, el túnel podría ponerse en servicio para 1980.

Las propuestas que se vienen estudiando comprenden la instalación de un túnel ferroviario perforado, entre una zona ligeramente al norte de Folkestone, en la región meridional de Inglaterra, y Sangatte, cerca de Calais. El túnel serviría para enlazar no solamente los sistemas ferroviarios del Reino Unido y la Europa continental, sino también sus redes de carreteras, mediante la provisión de unos trenes transbordadores especiales para el transporte de vehículos.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

TRABAJOS DE LAS IX SESIONES TECNICAS

A continuación se detallan, por orden alfabético, los once trabajos previstos para las IX Sesiones Técnicas que se celebrarán, coincidiendo con la Feria Mundial de la Pesca, los días 17 y 18 de septiembre, en la Toja, excepto uno de ellos que será presentado en el local de la Feria, en Vigo. De estos once trabajos, diez están dedicados a pesqueros y uno a automatización.

"Aspectos Hidrodinámicos del Proyecto de Pesqueros". Autor: D. José A. Aláez Zazurca, Dr. Ingeniero Naval (Canal Experiencias Hidrodinámicas).

En general el proyecto hidrodinámico de los barcos pesqueros se basa más en consideraciones em-

píricas que en estudios teóricos. En este trabajo se analizan ciertos aspectos teóricos del flujo a lo largo del casco de un pesquero, y su influencia en el proyecto del buque.

"Proyecto de Buques Pesqueros: Consideraciones Técnicas y Económicas". Autores: D. Rafael Amann Puente, Dr. Ingeniero Naval y D. Gerardo Polo Sánchez, Dr. Ingeniero Naval y Licenciado en Ciencias Empresariales.

Se estudiarán los distintos factores que intervienen en el proceso de la pesca: captura, conservación, distribución y consumo. Se resaltarán los condicionamientos técnicos y económicos que conviene tener presente al acometer el proyecto de buques pesqueros.

"Comparación entre sistemas de enfriamiento por convección y por aire forzado, en bodegas de buques pesqueros". Autor: D. Ambrosio Espinosa Rojí, Dr. Ingeniero Naval.

Se estudiarán las repercusiones del uso de uno u otro sistema en la calidad y peso del pescado, volumen neto para carga, precio de realización y seguridad contra averías.

"Superautomatización Naval". Autor: D. Federico Esteve Jaquotot, Ingeniero Naval.

Se analiza la tendencia actual y las perspectivas futuras de la superautomatización en buques, englobando en este concepto la utilización de ordenadores a bordo con el objetivo de optimizar el funcionamiento de uno o más procesos de comportamiento del buque.

"Bases prácticas para la redacción de un Reglamento de Clasificación de Buques Pesqueros". Autor: D. Leandro Fernández Muñoz, Ingeniero Naval.

Se examinan los sistemas de pesca general utilizados, las condiciones que deben reunir los buques que los emplean y en función de ellas se deducen las prescripciones de carácter especial que deben cumplir los buques y las derogaciones que pueden concedérseles con relación a las de otros tipos.

"La Pesca de especies para la transformación en harina y aceite". Autores: D. Juan José Grávalos Lázaro y D. Santos Irigoyen Olaizola, Dres. Ingenieros Navales.

Tras el estudio del problema de la obtención de proteínas de especies marinas y su utilización se analizarán las especies más adecuadas, su localización y rendimiento. Se estudiarán los procedimientos de transformación en tierra o mar analizando a continuación cuatro tipos de buques, dos para pequeño radio de acción y otros dos con planta de procesamiento a bordo. Finalmente se bosquejará un esquema económico de explotación para buques de este

tipo en función de las variables elegidas justificando el tamaño de cada pesquero según los propósitos de pesca.

"Seguridad en Pesqueros bajo la especial consideración de la estabilidad". Autor: H. Hormann, Germanischer Lloyd.

Se analizarán los acuerdos internacionales, perspectivas sobre el convenio planeado, los criterios de estabilidad, sus principios y límites de aplicación, francobordo y estado de cierre, y se exponen unas consideraciones de la estabilidad en alta mar.

Una película ilustrará esta conferencia.

"Nuevos materiales en construcción de pesqueros". Autor: Sr. Civind O. Larsen, Ingeniero Naval por la Universidad de Trondheim (Noruega) (Det Norske Veritas).

Tras una exposición de los materiales a base de ferrocemento y resina poliéster reforzada con fibra de vidrio, se comentará la utilización de los mismos en la construcción de pesqueros.

"Contribución al estudio de estabilidad en olas de pesqueros de arrastre". Autores: D. Luis de Mazarredo y Beutel, Dr. Ingeniero Naval y D. Enrique Lecuona Muñoz.

Se da cuenta de algunos trabajos realizados en la AICN en relación con la seguridad de los pesqueros desde el punto de vista de la estabilidad. En particular, se publican los resultados de los ensayos efectuados en el Canal de la Escuela de Ingenieros Navales con el modelo de un pesquero de arrastre por popa.

"Resultados obtenidos en arrastreros con hélices en tobera". Autor: D. José F. Núñez Basáñez. Sección de Pesqueros Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.

Después de una breve exposición teórica de los fundamentos se pasa al estudio y análisis de los ensayos comparativos realizados en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, de buques arrastreros propulsados alternativamente por hélices convencionales y hélices en tobera.

"Comportamiento en la mar de buques pesqueros". Autor: D. Pascual O'Dogherty, Director del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.

El proyecto de un pesquero ha de tener en cuenta que dichos buques han de prestar servicio en la mar, de una forma sostenida con toda clase de tiempos. Las condiciones de servicio de los pesqueros son analizadas en este trabajo en el que se estudiarán aquellos aspectos del proyecto que tienen más influencia en la eficacia y comportamiento marino del buque.

ASAMBLEA DE CONSTRUNAVES E INDUNARES

El día 22 de mayo han celebrado sus Asambleas Plenarias el Servicio Técnico Comercial de Constructores Navales y el Servicio Comercial y Técnico de Industrias Auxiliares de la Construcción Naval. Fue reelegido Presidente de este último Servicio D. Enrique Uzquiano, siéndolo de CONSTRUNAVES, Don Vicente Cervera de Góngora, que hasta ahora había actuado de Director de dicho Servicio. Sustituye, por tanto a D. Francisco Aparicio, presidente de A. E. S. A. que había, hasta ahora, ocupado dicho puesto, culminando un largo periodo de dedicación al servicio de los constructores navales.

Con motivo de dichas Asambleas se celebró en el Hotel Meliá, una comida conjunta a la que asistieron, entre otras personalidades, el Ministro de Industria, el Subsecretario de la Marina Mercante y el Presidente del Sindicato Nacional del Metal. A continuación se trascriben los discursos pronunciados al final de dicho almuerzo.

Discurso de D. Enrique Uzquiano de Miguel, Presidente de INDUNARES.

Sr. Ministro; Excmos. e Ilmos. Sres.; Amigos de CONSTRUNAVES e INDUNARES:

Me complace empezar haciendo notar la satisfacción que para INDUNARES supone celebrar este acto en compañía de CONSTRUNAVES. Ha sido idea del Presidente del Sindicato del Metal hacer coincidir nuestras Asambleas y pienso yo que ha sido idea acertada, puesto que los problemas de nuestros dos Servicios son coincidentes. Yo espero que de esta celebración en común se desprenda una mayor colaboración y conocimiento entre nosotros y una actuación más coordinada y provechosa.

Durante el año 72 las Empresas de INDUNARES han atendido la creciente demanda de los astilleros. En general, no ha sido necesario aumentar las importaciones de equipos, aunque ha habido algún problema temporal que, en un futuro próximo, estará resuelto.

La aportación de la industria auxiliar naval española a los buques construidos en el año 1972 ha supuesto un total de 23.000 millones de pesetas. Las importaciones incorporadas a ellos han sido de un 7,2 por 100 del valor total de los buques, en lugar del 7,8 por 100 que representaron sobre la cifra del año 1971.

Por ser la industria auxiliar naval parte de la de bienes de equipo que trabaja también para otros sectores, la capacidad de reacción ante la demanda de aumento de producción para atender a los astilleros es grande y de una gran flexibilidad, si recibe con tiempo suficiente las órdenes o los programas de fabricación necesarios.

Quiero hacer notar que los astilleros han mejorado considerablemente la situación de sus pagos, resolviendo uno de los más graves problemas que en los últimos años ha tenido la industria auxiliar. Sin embargo, debo puntualizar que nuestras industrias, muchas de ellas de tamaño medio y pequeño, soportan unos problemas financieros que podrían resolverse sin crear ningún costo adicional ni ninguna complicación nueva a los astilleros. Únicamente con que admitan, no digo acepten, admitan, giros los astilleros, se resolvería nuestro problema. La letra de cambio existe como medio normal de pago en casi todos los sectores del país y no veo motivo para que no lo sea también para alguno de los grandes astilleros. Yo insisto en la petición que les venimos haciendo desde hace años para que resuelvan éste, que es, posiblemente en la actualidad, nuestro más grave problema.

Este año hemos sufrido una segunda devaluación del dólar que, gracias a las medidas adoptadas por nuestro Gobierno, hemos podido soportar bien en general, excepto en algunas empresas que, por tener contratos abiertos para pedidos continuos, tienen dificultades para demostrar que las medidas de compensación deben también afectarles a ellas. Nos preocupa el posible retraso que, por acumulación de solicitudes presentadas, demore la efectividad de esta compensación.

Durante el año pasado se ha creado la nueva figura en nuestro comercio exterior de crédito al comprador, que va a facilitar, sin duda, en el futuro nuestras exportaciones y que esperamos se ponga en marcha rápidamente. Esperemos que la Banca privada reciba suficientes incentivos y también que las decisiones de los organismos que deben autorizar los créditos sean rápidas y concretas, como ocurre con las que cuenta la competencia extranjera.

La industria auxiliar naval sigue estudiando los problemas que van a producirse con el acercamiento o la incorporación al Mercado Común. Estamos más preocupados por las limitaciones que implican las licencias tan necesarias en el campo naval para actuar en los mercados europeos, que por la calidad de nuestros productos.

Algunas de nuestras empresas sabemos que, a causa de la limitación del mercado, tienen series demasiado cortas para ser competitivas en Europa. Por otra parte los incrementos de costo de mano de obra y de los gastos de seguridad social, que en los últimos años suponen subidas del orden del 30 por 100, están haciendo que nuestros costos se estén deteriorando últimamente. El reciente informe de la OCDE ya señala el peligro que los aumentos de costos están suponiendo para nuestro país.

Aunque en el 72 nuestra exportación ha sufrido un estancamiento, durante los últimos veinte meses hemos trabajado codo a codo INDUNARES y CONSTRUNAVES en los mercados iberoamericanos, donde estamos concretando importantes operaciones cuyos

frutos esperamos sean próximamente muy beneficiosos para todo el sector.

Quiero hacer otra petición a los astilleros aquí presentes y es que, de alguna forma, traten de anunciar con el plazo máximo sus programas y necesidades para que, de esta manera, nuestros industriales puedan a su vez programar sus fabricaciones e inversiones.

Agradezco a nuestra Administración, principalmente a los Ministerios de Industria, de Comercio, de Hacienda y de Asuntos Exteriores, todas las ayudas que nos han prestado y nos prestan para desarrollar nuestra labor y les ofrezco nuevamente nuestro esfuerzo leal y entusiasta para seguir llevando adelante el desarrollo de nuestra Patria.

Nuestra labor dentro de la Organización Sindical ha sido siempre fácil, y de ella hemos recibido siempre todo cuanto hemos solicitado.

Agradezco a las empresas de INDUNARES haberme elegido de nuevo para llevar su Presidencia para un tercer mandato bianual. Inicio mi gestión con la misma ilusión y espíritu de servicio que siempre, y prometo aportar todo mi esfuerzo, mi saber y entender para no defraudar la confianza que en mí han depositado nuevamente.

Agradezco la asistencia a este acto a las Autoridades, especialmente al señor Ministro de Industrias, y a los amigos que nos han acompañado.

Discurso de D. Vicente Cervera de Góngora, Presidente de CONSTRUNAVES.

Excmo. Sr. Ministro; Excmos. e Ilmos. Sres.; Señores:

Deseo, en primer término, agradecer la asistencia a este tradicional almuerzo al Sr. Ministro de Industria, Sres. Subsecretarios, Directores Generales y Autoridades que han tenido la amabilidad de aceptar nuestra invitación. Su presencia nos muestra una vez más el interés del Gobierno por la industria de la Construcción Naval.

Hoy, por primera vez, celebramos juntos este almuerzo con ocasión de las Asambleas Plenarias anuales de CONSTRUNAVES e INDUNARES. El carácter complementario de nuestros Sectores nos permitirá obtener, de esta forma, una visión conjunta de la actividad total.

Asimismo, deseo confirmar mi gratitud personal a las empresas asociadas a CONSTRUNAVES por la reciente elección y la confianza que depositan en mí, pues no cabe duda que la Presidencia del Servicio siempre significa una importante responsabilidad de gestión.

Es justo destacar aquí la eficiente actuación de nuestro anterior Presidente que con el prestigio, competencia y entusiasmo que le caracterizan ha sabido atender en cada momento a los problemas planteados al Sector. Sirvan estas palabras de merecido reconocimiento.

En la última Asamblea comentábamos el persistente deterioro del mercado internacional de buques, consecuencia de una reducción en el ritmo de expansión económica y de su impacto en el nivel de los fletes.

La contracción de la demanda se ha mantenido durante la primera mitad de 1972, siendo objeto de intensa preocupación para todos los astilleros del mundo.

Esta insatisfactoria situación se reflejaba marcadamente en nuestro país, dado el carácter internacional del Sector, y se agudizaba en especial en los astilleros medianos y pequeños cuya reserva de Cartera era más escasa que en los de tamaño mayor.

La creciente productividad actual, que acelera la secuencia de entregas de buques, dificultaba aún más la situación de espera.

Pero un progresivo cambio de signo de la economía mundial, unido a otras diversas circunstancias en relación más directa con los fletes del petróleo y cargas secas, han logrado producir, una vez vencida la natural inercia del proceso, una favorable revisión del mercado. Puede decirse que este efecto se definía con claridad al fin del año, particularmente en el área de los grandes buques.

Dentro de este marco general, nuestros astilleros incrementaron su actividad productiva, si bien no fue posible alcanzar en su totalidad las cifras de previsión estimadas.

Los buques entregados arrojaron 1.151.000 toneladas de registro bruto, frente a 1.310.000 previstas en el III Plan de Desarrollo. El incremento anual fue, sin embargo, del 32 por 100 y nuestra marina mercante recibió el 60 por 100 de aquel tonelaje.

Las botaduras y puestas de quilla, con resultados muy similares al de entregas, han representado, en cada caso, un aumento del 24 por 100 con respecto a 1971.

El valor de la producción naval, incluidas las reparaciones, ascendió a 38.700 millones de pesetas. Las exportaciones y reparaciones de buques extranjeros participaron con 18.000 millones.

Al finalizar 1972, la Cartera de Pedidos de los astilleros nacionales descendía a 4,4 millones de toneladas, con una disminución del 2,5 por 100 respecto al año precedente.

No obstante, las estadísticas del pasado trimestre muestran la cifra verdaderamente notable de 5.175.000 toneladas, como consecuencia del cambio de coyuntura operado. Pero también es necesario subrayar que algunos importantes contratos registrados no han entrado aún en vigor, debido principalmente a retardos causados por el proceso crediticio.

Tras este breve análisis cuantitativo, parece conveniente revisar, aunque sea ligeramente, la incidencia anual de algunos de los parámetros fundamentales que condicionan la vida del Sector.

La financiación de las ventas se ha desarrollado con marcada falta de fluidez. El coeficiente de in-

versión dedicado a fondos públicos por la banca comercial se mantuvo, durante gran parte del año, a un elevado nivel en detrimento del correspondiente a efectos especiales, que nunca alcanzó el 6 por 100. Los distintos tipos de crédito a medio o corto plazo, que la banca puede elegir dentro del citado coeficiente, constituyeron un factor negativo adicional en perjuicio de las operaciones de buques nacionales o extranjeros.

Las dificultades de los armadores nacionales en materia de garantía y los costes vigentes del seguro de crédito a la exportación se sumaron peligrosamente a los efectos anteriores.

El arancel de materiales y equipos vigentes en España, ha continuado diferenciando nuestro Sector de sus competidores extranjeros; competidores actuales, localizados en los países desarrollados de Europa; o competidores potenciales en un entorno de inferior desarrollo como Portugal o Grecia, cuyas compras gozan de exención total en ambos casos.

Esta situación debilita la competitividad de nuestros buques en la medida en que crezcan, relativamente al exterior, los costes de nuestros Suministros nacionales y las primas a la Construcción Naval no logren restablecer el debido equilibrio. La acelerada disminución de distancias salariales entre España y Europa añaden urgencia a una revisión satisfactoria.

El estudio recién entregado por CONSTRUNAVES al Sindicato Nacional del Metal para su traslado a la Administración, ante el posible establecimiento de un área de libre cambio con la Comunidad Económica Europea, analiza estas circunstancias y la necesidad de que los aranceles que gravan las compras de los astilleros sigan un proceso paralelo, en tiempo y desmontaje, al que se determinase para los buques. Y que la disminución consiguiente de las primas nunca se anticipe.

No sería justo, ni deseo, limitarme a recalcar aspectos inquietantes.

La aplicación a nuestra industria del régimen internacional ha sido objeto de una continua atención por parte de la Administración, que ha procurado, dentro de las limitaciones de cada coyuntura, conseguir una progresiva aproximación a las condiciones de la competencia. Pero este proceso ha de ser continuo y los constructores navales somos responsables de señalar, en cada momento, las dificultades que se presenten y cooperar a su solución satisfactoria.

Las medidas adoptadas por nuestro Gobierno con motivo de la segunda devaluación del dólar son un reciente ejemplo alentador que hemos de agradecer públicamente. Ahora confiamos en que la agilización de los trámites administrativos necesarios y una generosa consideración de nuestras propuestas recientes, encaminadas a amortiguar los efectos de la primera crisis monetaria completarán eficazmente estos esfuerzos.

No voy a extenderme más en la enumeración de los problemas existentes. No debemos ser pesimis-

tas ni triunfalistas, sino sencillamente objetivos. Conocemos los resultados y las dificultades, y éstas han de resolverse en estrecha cooperación.

En primer lugar de los astilleros entre sí, en el seno de CONSTRUNAVES, que fue creada para esa específica función. Creo que es posible y necesario ampliar estos campos de colaboración.

A la vez de CONSTRUNAVES, en el seno del Sindicato, con el resto de los Servicios y, en especial, con aquellos que representan a nuestras industrias afines. Y en todo momento con nuestra Administración, continuando así un tradicional y fructífero diálogo.

Muchas gracias.

Discurso de D. Javier Rico Gambarte, Presidente del Sindicato Nacional del Metal.

Excmo. Sr. Ministro; Excmos. Sres.; Señores:

El almuerzo conjunto de CONSTRUNAVES e INDUNARES, aparte de una simplificación gastronómica, quiere significar, y significa, varias cosas: es la voluntad de presentarse masivamente ante el Ministerio de Industria y ante la Administración, como símbolo y como realidad. Es el momento de peticiones y de ruegos.

Es evidente que nuestras Asambleas tienen algo de queja y mucho de esperanza. La queja dicha con galanura, es buena. La esperanza dicha como sea, es muy buena. Pero ocurre, Sr. Ministro, que quizás parezca que nuestras Asambleas, de SERCOBE, SERCOMETAL, SERNAUTO, UNESID, CONSTRUNAVE, INDUNARES, etc., no son excesivamente optimistas. Lo que ocurre, señores, es que los ciclos económicos son excesivamente cortos y cuando nos vamos a alegrar, o cuando vamos a decirnos que estamos alegres, surge el rumor, surge el miedo, y entonces, matizamos nuestra postura. Y es, señores, que los ciclos económicos son excesivamente cortos.

He vivido con los hombres de CONSTRUNAVES e INDUNARES sus horas de angustia con la devaluación del Dólar; sus problemas laborales; sus problemas varios y sus horas de felicidad por la cartera de pedidos: Tengo fe en ellos, y ellos tienen fe en la política del Ministerio de Industria y en la Administración.

No quisiera terminar sin citar, como siempre, a lo que nos une, que este barco constante que estáis fabricando colabore para que el "gran barco", el "gran navío", que es España, navegue en paz, con honra, con disciplina, buscando la ruta eterna de la felicidad de todos los españoles.

Muchas gracias a todos.

Discurso de D. José María López de Letona, Ministro de Industria.

Queridos amigos:

Creo de justicia que mis primeras palabras en esta breve intervención, sean para agradecer a Paco

Aparicio la labor que hasta ahora ha realizado al frente de CONSTRUNAVES. Yo soy testigo; como frecuentemente se dice: "testigo de excepción", del interés, del esfuerzo, de su voluntad de servicio al sector en estos últimos meses en los que ha habido muchas dificultades que vencer. Yo sé, mejor que nadie, con qué interés, con qué pasión ha defendido los intereses del sector, y creo que cuando ahora deja la Presidencia de CONSTRUNAVES, dejando muy alta la situación y el pabellón de la Construcción Naval, es justo agradecerle todo su trabajo.

Encuentro satisfactorio, y a ello se han referido todos los que han hablado anteriormente, el hecho de que por primera vez CONSTRUNAVES e INDUSTRIALES se presenten juntos en este almuerzo final en el que se recapitulan los logros, se exponen las quejas y se avizora el porvenir. Quiero entender que es una muestra, un síntoma, de que la necesaria colaboración entre el sector principal en la Construcción Naval y su Industria Auxiliar va a ser en el futuro más estrecha, más cordial, más eficaz. Yo creo que esto es muy muy importante para ambos sectores, y espero mucho de esta colaboración cordial y franca.

El año pasado por estas mismas fechas, las voces que se levantaban al hablar, al exponer el capítulo de quejas, eran más bien pesimistas, sobre todo cuando hablaban de la contratación. Hoy, un año más tarde, es satisfactorio comprobar que la contratación pasa por una de las cifras más altas de su historia, y esto, yo creo que nos viene a dar la razón a los que frecuentemente pedimos objetividad y no dejarse llevar por pesimismo infundados. A todas las horas bajas les siguen horas altas, y creo que la situación de nuestro país y el futuro próximo no nos ofrecen motivo alguno de pesimismo; sin que esto quiera decir que no tengamos continuamente que vencer dificultades. Y cuando vencamos una, surgirán otras, pero con la confianza de que todas estas dificultades pueden ser satisfactoriamente vencidas con el esfuerzo y con la ayuda de todos.

La situación del mercado de fletes en estos momentos es, yo diría, muy estimulante por una serie de motivos, de razones. Hay un verdadero boom internacional producido por los aumentos de tráfico de cereales y otros alimentos y materias primas; por la crisis energética; por el hecho de que los Estados Unidos son grandes compradores de petróleo, de gas natural. Todo esto va a hacer que en los próximos meses, continúe, en mi opinión, esta situación, y que por consiguiente que las perspectivas que se ofrecen al sector sean francamente satisfactorias y les permitan seguir abordando esta tarea de mejora continua de su posición y de sus estructuras.

Es cierto que los costes se incrementan, y es lógico que este incremento de los costes produzca preocupación, pero no es menos cierto que en este sector, ocurre en otros también, pero en éste de un modo más acusado, este aumento de los costes, en es-

tos momentos, está paliado por el hecho de que los aumentos de los precios son no ya quizás del mismo orden, sino quizás algo superiores. De manera que no debe ser motivo de particular preocupación en estos momentos, aunque sí debe serlo de manera permanente por el hecho de que uno de los objetivos claros y permanentes de toda Industria, de todo Constructor, es la de mejorar su situación competitiva, y por consiguiente, reducir los costes en todo lo posible.

Nos preocupa, dentro del sector, y seguimos con atención, la problemática particular que tienen los Astilleros medianos y pequeños. Creo que su capacidad es quizás excesiva para la demanda actual de estos momentos. Tienen los defectos de la mayor parte de los sectores, siempre más acusados en Empresas medianas y pequeñas, como son la debilidad de la estructura financiera, la insuficiente capacidad tecnológica, y vamos a tratar de ver cómo podemos mejorar la posición, la situación, de este sector importante de la Construcción Naval.

Nos preocupa también, y hemos de prestar también mucha atención, al tema de la Industria Auxiliar que tiene que enfrentarse con el problema de aumentar su capacidad productiva paralelamente al esfuerzo que están haciendo los Constructores principales, los Astilleros. Es necesario para las Industrias Auxiliares, llegar a unidades productivas de tamaño, de dimensión competitiva. Tienen que hacer fuertes inversiones para incrementar esta capacidad, cosa que muchas veces no es fácil —por eso de esa debilidad de sus estructuras financieras— y tienen que enfrentarse con la necesidad de exportar directamente también, como una prueba más de su madurez.

Yo espero que la colaboración de los dos sectores en el seno de sus Servicios, en el seno del Sindicato Nacional del Metal, nos va a ayudar mucho a encontrar las fórmulas más adecuadas para que se potencie realmente esta Industria Auxiliar que tan importante es para el desarrollo de la Construcción Naval y para el servicio de los Constructores principales.

Quisiera, para terminar, hacer una observación que me parece importante. Lo es en todos los sectores de la Industria, pero muy particularmente en éste de la Construcción Naval, en el que ocupamos en el mundo una posición casi de privilegio, estamos en uno de los primeros puestos entre los Constructores Navales del mundo, y creo que merece la pena hacer un esfuerzo por cimentar mejor y por potenciar esta posición. Me estoy refiriendo a la necesidad de contar y de mejorar, cuando ya se cuenta con ella, con tecnología propia. El hacer un verdadero esfuerzo por ocupar en el mundo un papel del mismo orden del que tenemos cuando hablamos simplemente de toneladas botadas. Que ocupemos uno de los primeros lugares del mundo por el aporte de tecnologías propias a la Construcción Naval.

No es muy satisfactorio lo que hemos hecho hasta ahora. Se trató con la Acción Concertada de hacer un esfuerzo en este sentido; de que los Constructores aportaran los medios financieros precisos para desarrollar una serie de proyectos de investigación y aunque las cifras de las que se habla eran realmente modestas y moderadas, pese a ello, no se ha conseguido gastarlas. No hay capacidad ni iniciativas para abordar programas de investigación en el sector. Y ésto me parece importante. Creo que los Constructores, los primeros Constructores Navales, que cuanto mayores son mayor es su responsabilidad, tendrán que hacer un esfuerzo serio en el sentido de aportar más y mejores medios y de tener más iniciativa para mejorar nuestra situación tecnológica en la Construcción Naval, porque ésto es lo que nos va a permitir, en un futuro inmediato en un futuro a mediodplazo, el ser más competitivos. Hay que gastarse dinero en investigación. Hay que mejorar la tecnología como uno de los medios más eficaces para competir. Y si ocupamos este puesto de privilegio en el ranking mundial de Construcción Naval, y si son conocidos nuestros barcos en todos los océanos, creo además, que debemos hacer un esfuerzo porque la tecnología española esté también presente en el concierto mundial y sea continuamente un motivo de respeto para los demás y un motivo de satisfacción para nosotros.

Yo les emplazo a todos para ver si de aquí a un año, cuando nos volvamos a reunir para pasar revista a los logros alcanzados, podamos ya mostrarnos más satisfechos de la labor realizada en este aspecto, en la seguridad de que vamos a seguir contando con la colaboración de los dos Sectores. Y les ofrezco a todos la colaboración incondicional del Ministerio de Industria para seguir consolidando a la Construcción Naval española en uno de los primeros puestos del ranking mundial.

ASAMBLEA DE LA ASOCIACION DE INVESTIGACION DE LA CONSTRUCCION NAVAL

El día 2 de mayo se ha celebrado la Asamblea Ordinaria de la AICN, bajo la presidencia de D. José Luis Valdivieso. A continuación se da la noticia de las actividades de dicha Asociación, de acuerdo con lo manifestado en dicha Junta y más particularmente con la memoria correspondiente al año 1972.

Como se sabe, dicha entidad tiene por objeto realizar, promover o coordinar investigaciones relacionadas con la construcción naval y la explotación de los buques en servicio.

Por ello, puede estar constituida por empresas o sociedades interesadas en estos sectores, y en efecto, aparte del Servicio Técnico Comercial de Constructores Navales miembro fundador de la Asociación, sus miembros estaban constituidos en 1972

por: 18 empresas de Construcción Naval; una empresa Naviera; y 3 Oficinas de Ingeniería. Es decir, un total de 23 empresas asociadas.

Las empresas de construcción naval asociadas entregaron en 1971, 874.762 TRB de buques de nueva construcción, de un total de 884.445 TRB, construidas en España en el mismo año. Representan, por consiguiente el 93 por 100 aproximadamente del volumen de la producción española, en número de toneladas.

Durante el año 1972 no se han terminado todas las investigaciones que hubieran sido deseables, por no haberse podido adquirir los aparatos necesarios, para ello, con los ingresos que contaba la Asociación. Se ha continuado así la situación que existía en años anteriores. Esta, sin embargo, ha cambiado a fin de año, por haber sido aprobadas o puestas de nuevo en marcha por el Ministerio de Industria algunas de las investigaciones que habían sido propuestas para ser realizadas de acuerdo con las bases de la Acción Concertada entre la Administración y las empresas de Construcción Naval que se acogieron a ella.

Puede citarse, no obstante, que en las Sesiones Técnicas de Cádiz se presentaron por la AICN tres trabajos y que se ha progresado en otros, emitiendo algunos informes parciales sobre los temas en estudio.

En la actualidad se encuentran varios trabajos en desarrollo, entre los cuales pueden destacarse los siguientes:

Pruebas de mar.

Se persiguen con este estudio dos objetivos principales:

- Estudiar y poner a punto el procedimiento e instrumentación más idóneos para la realización y análisis de pruebas de mar. Desde ese punto de vista tiene este trabajo un interés inmediato: que los resultados de pruebas ofrezcan garantía.
- Reunir datos de pruebas en número y con exactitud suficiente para poder proponer un método mejor que los actualmente en uso para la previsión mediante ensayos con modelos de la velocidad del buque real.

Comportamiento del buque en la mar.

Durante el año 1972 se ha terminado y puesto a punto un programa de cálculo, basado en la teoría de primer orden expuesta en un trabajo teórico que sobre el tema fue publicado en 1971. Terminado el trabajo previo de oficina, la fase siguiente de este trabajo ha de ser experimental, con el fin de comprobar por ese medio los resultados calculados. Esto, por las razones ya indicadas, pudo realizarse en 1972, pero lo está siendo en este año 1973.

Relacionado con este trabajo está otro relativo a:

Estabilidad de pesqueros.

Este estudio se inició hace años basándose en cálculos por ordenador. Pero habiéndose mostrado por Alemania y la U. R. S. S. ante la INCO que no era suficiente este sistema, se interrumpió hasta conseguir lo necesario para realizar una investigación experimental. Esta investigación ha sido iniciada con un arrastrero por popa, en aguas tranquilas y con distintas olas de proa, con balances excitados por aparatos desarrollados en esta Asociación con dicho fin. Se prevé presentar un trabajo sobre el tema en las sesiones de la AICN de Vigo.

Una vez terminados los ensayos con este barco de arrastre por popa, se pretende ensayar dos tipos de pesqueros con el fin de obtener una visión lo más concreta posible de las condiciones en que trabajan los distintos tipos de barco que se engloban con esta denominación.

Maniobrabilidad de grandes buques.

El estudio consiste, fundamentalmente, en la determinación de la influencia de una o más características de la carena en las de maniobrabilidad de modelos de grandes petroleros, y en consecuencia, y salvando el efecto de escala, en la maniobrabilidad de buques de más de 150.000 toneladas de peso muerto. El trabajo se centra en el tipo de carena que para estos tamaños se adopta, tanto si se trata de buques de carga seca a granel o de grandes petroleros. Como complemento de estas variaciones, la A. I. C. N. se propone, asimismo, realizar ensayos con variantes de los sistemas de propulsión y gobierno. Todo ello, con el objeto de suministrar información que permita sentar criterios para evaluar los proyectos de esta clase de buques desde este punto de vista.

Hélices en tobera.

Este trabajo está orientado, como el anterior, a la mejora de las características de los buques de gran tonelaje, en particular de los grandes petroleros. Aunque los escasos resultados reales de que hasta ahora se dispone en el mundo no hayan sido tan satisfactorios como los que se previó cuando esta investigación fue ideada en la AICN hace años, y como realmente resulta de los ensayos ya realizados por esta entidad, se ha proseguido este estudio, pues parece lógico suponer que este tipo de propulsión tendrá aplicación en petroleros de más de 200.000 toneladas de porte.

Además de estos trabajos se están realizando otros relacionados con movimientos del buque, corrosión

y vibraciones inducidas por las hélices, en la propia Asociación.

Fuera de ella, se están asimismo realizando otros, financiados con los fondos previstos en la Acción Concertada de la Construcción Naval y que han sido contratados con otras entidades. Los trabajos de esta índole que se ha previsto desarrollar en 1973, serán, por lo menos, los que a continuación se indican:

Soldadura automática por electroescoria.

Realizada por el CENIM con la colaboración de Astilleros Españoles, S. A., y ASTANO, esta investigación tiene por objeto la aplicación en España del método de soldeo que se cita y que consiste en unir chapas por medio de máquinas automáticas de electroescoria, con la particularidad de que las toberas sean consumibles. El trabajo está muy adelantado, tanto, que el método ya se está utilizando en algunos de los astilleros que han colaborado en el desarrollo del estudio.

Estudio sobre la industria de la Construcción Naval.

Este trabajo se está realizando por ATN (Asistencia Técnica Naval).

Se pretende, con él, estudiar la estructura del subsector de la Industria Auxiliar de la Construcción Naval, con el fin de conocer las razones por las que se han producido desajustes entre su desarrollo y el que ha experimentado la industria de la construcción naval propiamente dicha. Conocidas las condiciones en que se desenvuelve esta industria, podrán estudiarse los medios conducentes a que los productos que fabrica cubran, en cuanto sea posible, la demanda producida por el crecimiento y clientela internacional conseguidos por la Construcción Naval Española.

Estructura de grandes buques.

Habiendo merecido este trabajo la aprobación de la Autoridad de la Acción Concertada, antes citada, ha sido contratado con ASTANO (Astilleros y Talleres del Noroeste), que ha sido la entidad que ha propuesto el estudio.

El objeto de este trabajo es comprobar los cálculos de proyecto de la estructura, mediante mediciones reales a bordo de los buques. Esta necesidad se hace patente al observar que los procedimientos de cálculo por ordenador que actualmente se utilizan han sido desarrollados hace muy pocos años y todavía se encuentran en evolución. Por otra parte, los buques a los que se aplican, y de los que en este trabajo se trata, tienen tamaños que continuamente se

superan, por lo que la experiencia que existe de los resultados en servicio es prácticamente nula.

Concretamente, se trata de comprobar los resultados de algunos programas de ordenador mediante mediciones realizadas durante la botadura y a flote de grandes petroleros. Entre ellos los de 325.000 toneladas, que son los mayores construidos hasta ahora en España.

Independientemente de esta clase de trabajos de investigación que la AICN realiza por sí misma o que contrata y supervisa, merece citarse que durante 1972 se ha celebrado un curso sobre Teoría de Control y Automación de Buques. Las conferencias presentadas con este motivo fueron resumidas en una memoria, que ha ido publicándose en esta Revista. Precisamente en este número aparece la última parte.

También se organizó en 1972 un curso sobre Cálculo de Estructuras por medio de Matrices, en colaboración con otras entidades.

Respecto a servicios prestados durante dicho año se hicieron en el Canal de la Escuela ensayos para tres pesqueros y un yate, se calibró un tubo Pitot para medir el gasto en un circuito de una Central Térmica y se realizaron otros ensayos para determinar amortiguamientos con quillas de balance.

También en Normalización se ha seguido trabajando, estrechándose el contacto con entidades extranjeras dedicadas a esta clase de trabajos.

VARIOS

REPRESENTACION ESPAÑOLA DE LA CONSTRUCCION NAVAL VISITA SUECIA

Un grupo de dieciséis ingenieros navales españoles ha permanecido en Suecia del 8 al 14 de abril, invitados por el Consejo de Exportación de dicho país, visitando diversas industrias suecas de equipos navales.

Entre las empresas del Grupo ASEA que, además de la sociedad principal del Grupo, se ocupan del suministro de equipos marinos, pueden citarse:

STAL-LAVAL Turbin AB, cuyas turbinas constituyen 1/3 de las instalaciones y pedidos de turbinas de vapor marinas de todo el mundo, durante el periodo 1963-1972.

AB HÄGGLUND & SÖNER que, después de su coordinación en 1972 con el programa de fabricación de grúas de cubierta ASEA, es ahora el mayor suministrador del mundo de esta clase de grúas.

STAL REFRIGERATION AB, que suministra una parte muy importante de las instalaciones frigoríficas para los modernos buques de carga refrigerada.

ASEA, principal sociedad del Grupo, se encarga por sí misma del proyecto, fabricación y puesta en el mercado de equipos para energía auxiliar, maqui-

naria eléctrica de propulsión, engranajes reductores con potencias hasta de unos 3.000 kW y sistemas convencionales o a base de ordenadores para el control, la medición y la supervisión de los procesos, etcétera.

Debido al crecimiento del tamaño de los buques y a la utilización, cada vez mayor, de grandes motores para finalidades especiales, son cada vez más rigurosas las condiciones que se imponen a los sistemas de energía eléctrica. Esto tiene como resultado que haya que emplear cada vez más la alta tensión. Sobre la base de muchos años de experiencia en instalaciones para diversos medios industriales de todo el mundo, ASEA ha creado y puede ofrecer ahora un sistema marino standard de alta tensión a 2,3 kV para generación y distribución.

Desde que en 1959 la primera hélice de maniobra KaMeWa entró en funcionamiento, en el transbordador de los Ferrocarriles del Estado Danés "Prinsesse Benedikte", han sido muchos y muy variados los buques equipados con estas hélices.

Como información interesante podemos citar la elección de la potencia para la hélice de maniobra. Un método práctico para dicha elección consiste en efectuar una comparación con los buques ya existentes, cuya capacidad de maniobra puede considerarse adecuada. El valor normal de empuje/CV en lo que respecta a las unidades standard KaMeWa es de aproximadamente 11 kg/CV.

Otro procedimiento de demostrar la maniobrabilidad de cierto buque para diferentes tamaños de hélices, es calculando y dibujando un diagrama según la figura 1. Este diagrama, que muestra la veloci-

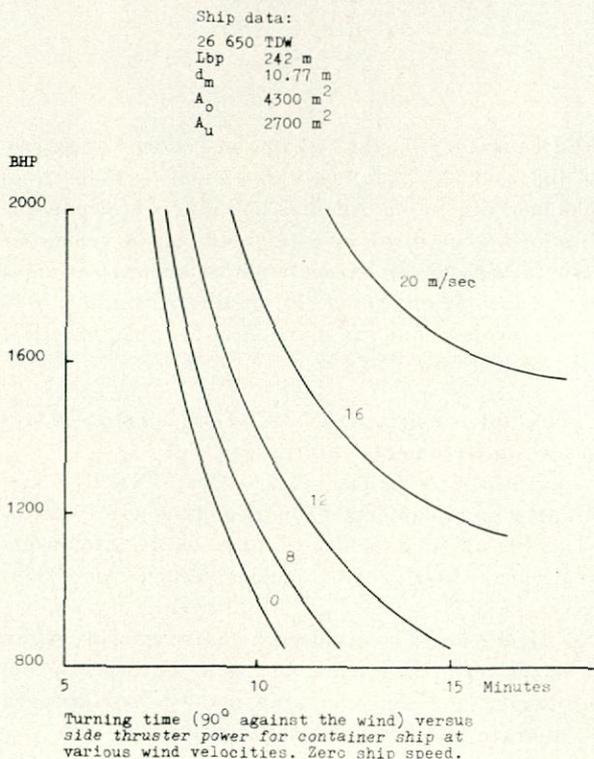


Fig. 1

dad con que vira un buque en posición inmóvil y con diferentes velocidades de viento, da una idea del tamaño de hélice adecuado. Tienen que tenerse en cuenta las posibles misiones especiales a las que se destina el buque, como por ejemplo perforaciones petrolíferas, tendido de cables, dragados, etc.

Las pruebas piloto y las pruebas en escala natural muestran que una hélice de maniobra pierde potencia al aumentar la velocidad del buque, mientras que su eficacia vuelve a aumentar al incrementarse todavía más la velocidad del buque, figura 2.

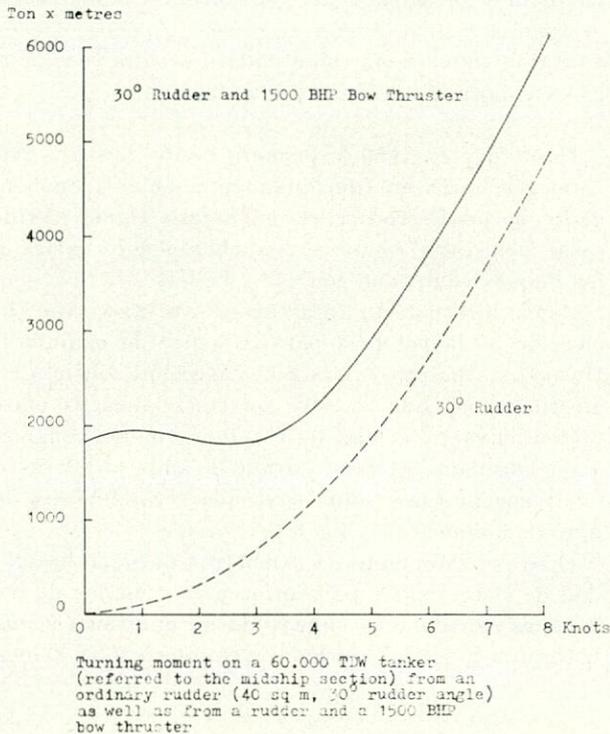


Fig. 2

La causa de ello está en que el "chorro" desarrolla una zona de vacío, cuya extensión depende de la velocidad del buque. Además hay que contar con que el momento de giro varía también con la velocidad. Otro factor que se ha de tener en cuenta es que a baja velocidad, la hélice de maniobra, junto con el timón, proporciona un momento de giro prácticamente constante.

Los equipos marinos de KOCKUMS constan de tres líneas completamente diferentes:

Aparatos de señalización acústica (TYFON), maquinaria para cubierta e instrumentos electrónicos.

Las reglas fundamentales, que son de interés general para estos aparatos, pueden resumirse a 4 puntos:

1. Los buques se dividen en cuatro grupos, según su eslora. Dentro de cada grupo se ha especificado una banda de frecuencia y un nivel de sonido para los aparatos de señalización acústica.

2. Todos los emisores de señales acústicas deberán tener una aprobación de tipo de IMCO.

3. Se introduce una distancia mínima de 100 metros entre los diferentes emisores de señales en el mismo sistema. Esto se efectúa para evitar que un oyente pueda confundir un sólo buque con dos diferentes.

4. La intensidad de sonido en el puesto del vigía o de otro personal expuesto, no deberá ser superior a 100 dB (A).

Las máquinas para cubierta de Kockums constituyen una línea de productos que fue adquirida cuando los astilleros Helsingorgs Varf pasaron a formar parte del consorcio Kockums hace algunos años. Estos equipos se fabrican ahora con licencia en CENSA, España.

La más joven, pero al mismo tiempo la mayor rama de actividades es el grupo Instrumentos.

Los instrumentos para la distribución de carga son elementos auxiliares empleados por los oficiales con el fin de calcular el emplazamiento de la carga y del combustible a bordo, con objeto de que se produzca un mínimo de esfuerzos en el casco. El producto más importante es el Kockums Loadmaster Computer, el cual calcula y presenta el peso muerto, el calado y el equilibrio, así como también los esfuerzos cortantes y el momento de flexión en 7-14 puntos a lo largo de la longitud del casco. Lo mismo se efectúa con el instrumento Lodicator L4, que es algo más simple.

En los buques donde la estabilidad transversal es importante, se emplea un Loadmaster Computer, computer, completado con un Stability Set o un Stalodicator.

Como fabricante de la corredera Sal, la fábrica JUNGNER, de Estocolmo, mantiene una tradición de sesenta años dentro del desarrollo de instrumentos marinos.

Actualmente la fábrica tiene unos 450 empleados y su volumen de ventas es de unos 40 millones de coronas suecas.

JONKOPINGS MEKANISKA WERKSTADS AB pertenece al grupo de compañías ALFA-LAVAL, tiene unos 425 empleados y una producción anual de 55 millones de coronas suecas (700 millones de pesetas).

Entre los productos de JMW, podemos citar la turbina de vapor JMW para accionar bombas de carga con "Centri Strip" (Fig. 3). El sistema JMW para el control automático de descarga de petróleo posibilita el uso de las bombas principales de carga incluso para el secado final de los tanques de carga, por lo que las bombas convencionales de secado pueden suprimirse.

El principio del sistema es prevenir la entrada de aire y gases a las bombas de carga. Esto se obtiene por:

—Separación del aire/gas de la línea de aspiración inmediatamente antes de la bomba.

— Limitación y control del paso de aire desde el tanque de carga a la línea de aspiración a la bomba, a través de la regulación automática del caudal.

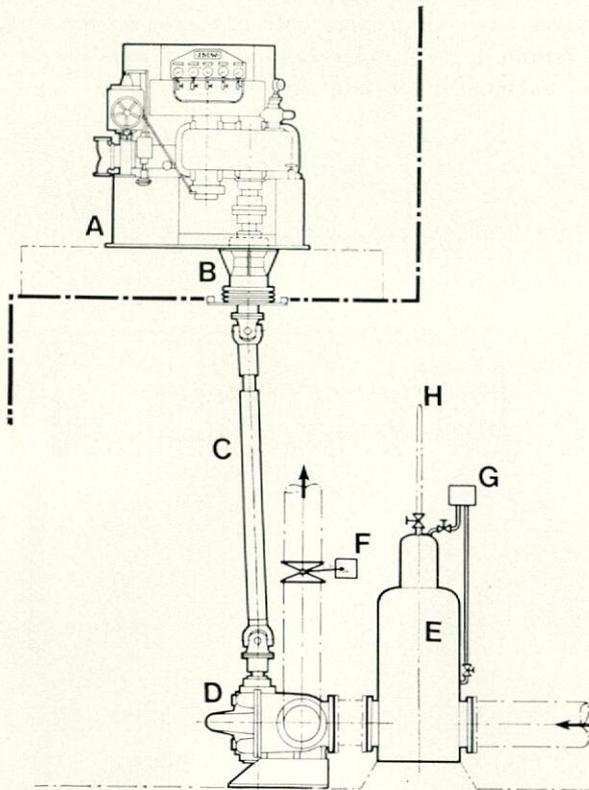


Fig. 3

La transmisión de potencia turbina/bomba (A/D) consiste en una caja pasa-cubierta estanca B, un eje universal acanalado C y acoplamiento.

La separación de aire/gas tiene lugar en el tanque separador E; la mezcla separada de aire/gas es evacuada y transferida por una planta de vacío (las bombas de vacío con su equipo complementario, se suministran como una unidad completa).

El control del caudal no es necesario hasta el final del secado de los tanques de carga en que el aire pasa con el líquido bombeado en la línea de aspiración. Este paso de aire aumenta al disminuir el nivel del líquido en los tanques, pero por medio de del control automático del caudal, puede separarse el aire/gas antes de la bomba.

Para prevenir que el líquido bombeado pase a la planta de vacío, existe una válvula en el tubo H, la cual está regulada por el indicador de nivel G y se cierra automáticamente al completo nivel del líquido en el tanque separador.

Sobre un panel de instrumentos en la cámara de control de carga sobre cubierta, está el equipo necesario para arranque y supervisión.

La regulación de la capacidad de la bomba de carga puede obtenerse alternativamente regulando la velocidad. En este caso, el indicador de nivel G ajusta

ta automáticamente la velocidad de la turbina de accionamiento.

AB HÄGGLUND & SÖNER es la mayor industria mecánica del Norte de Suecia y está situada a unos 600 kilómetros al Norte de Estocolmo.

El programa de fabricación de Hägglund comprende, además de grúas para barcos, también motores hidráulicos separados, vehículos militares de distintos tipos y equipos para la industria siderúrgica y minera, tales como vagonetas lanzadores. Hägglöader, transportadores en U y grandes carretillas eléctricas.

LA SVENSKA FLAKTFABRIKEN, que fue fundada en 1920, es actualmente el centro de un consorcio mundial con 21 empresas filiales, representantes y concesionarios de licencias en todo el mundo. La casa matriz en Suecia tiene más de 4.000 empleados y en todo el mundo trabajan para la empresa más 8.000 personas, dedicadas a la técnica del tratamiento de aire para crear mejores ambientes, tanto dentro de los edificios como fuera y a bordo de buques.

El funcionamiento seguro de las bombas IMO está basado en el sistema de trabajo de los tornillos IMO. Sus roscas forman entre sí y junto con la cubierta envolvente, cierto número de zonas de junta. Estas zonas de junta se desplazan en sentido axial hacia los tornillos y pueden desplazar delante suyo un medio capturado. Este desplazamiento es rectilíneo y sin turbulencias en el medio bombeado, de modo que se evitan las fricciones innecesarias en la bomba al pasar por ella aceites espesos.

Durante la visita de los representantes españoles a ALFA-NAVAL, Lund, se dio una corta conferencia sobre los tres productos básicos de esta firma y que fueron presentados en una demostración en la fábrica de ALFA-LAVAL:

Cambiadores de calor de placas.

Nuevo destilador Alfa-Laval Nirex.

Separadores centrífugos Alfa-Laval.

En la AB SVENSKA MASKINVERKEN se hizo un estudio comparativo entre una planta de calderas de presión doble y una planta de calderas Sunrod simple.

La razón por la cual se emplea el sistema de presión doble, con dos sistemas de vapor separados —un sistema primario en circuito cerrado que funciona a alta presión de trabajo de 10 a 15 bar— ha sido la de reducir las demandas con respecto al agua de alimentación en el sistema secundario. Si por accidente entrara aceite en el sistema secundario, no se producirían daños en la caldera principal. Como es natural este caso sigue siendo imperante, aunque se trata de obtener la misma seguridad en el funcionamiento con costes de inversión más reducidos.

La experiencia ha demostrado que, debido a su diseño especial, la caldera Sunrod no es más sensible

al aceite en el agua de alimentación (condensado) que el sistema secundario de la caldera de presión doble. En ambos casos resulta necesaria la limpieza química, pero esto es también suficiente para volver a poner la planta de calderas en condiciones operativas. Por tanto, en muchos aspectos la planta de calderas simple ha adquirido las mismas ventajas de seguridad que el sistema de presión doble.

PREMIO COMISMAR 1973

El Patronato de la Fundación Lamet convoca un PREMIO dotado con la cantidad de SESENTA MIL pesetas (60.000 ptas.) para recompensar un trabajo, estudio o monografía que se ajuste a las siguientes bases:

1. Podrán concurrir a esta convocatoria las personas de ambos sexos, de nacionalidad española, que se hallen en posesión de alguno de los títulos siguientes:

- a) Ingeniero Naval.
- b) Licenciado en Derecho.
- c) Licenciado en Ciencias Químicas.
- d) Licenciado en Ciencias Económicas.
- e) Capitán de la Marina Mercante.
- f) Perito Naval.
- g) Maquinista Naval.
- h) Profesor mercantil.
- i) Liquidador de Averías que satisfaga contribución por este concepto.
- j) Profesional del Seguro Marítimo, cuya idoneidad decidirá el Patronato en cada caso concreto.

2. El premio se concederá al estudio, trabajo o monografía que, a juicio del Patronato, reúna mayores méritos y que verse sobre la siguiente disciplina:

"Mejoramiento de los embalajes. Técnicas que deben recomendarse. Laboratorios experimentales, análisis y ensayos de materias primas y prototipos. Embalajes adecuados e inadecuados, según la naturaleza de la mercancía, viajes a realizar y época del año. Normalización y divulgación nacional e internacional."

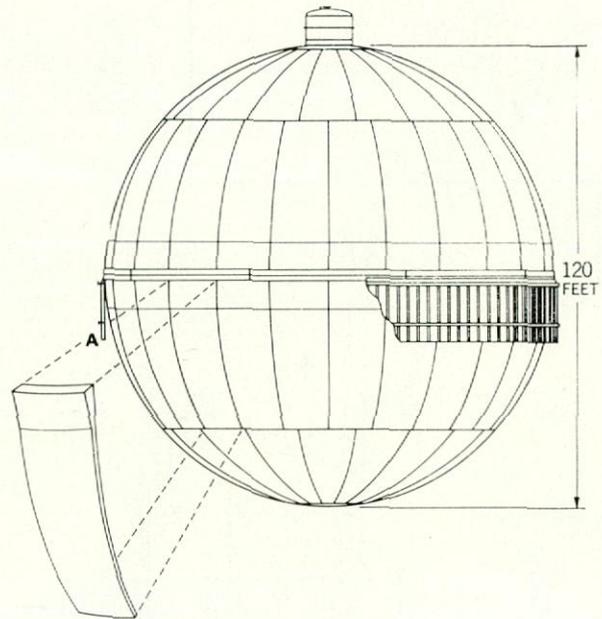
3. El plazo de admisión de los trabajos finalizará el día 31 de agosto de 1973.

4. El Premio será conferido por el Patronato al trabajo que entre los presentados reúna, a su juicio, mayores méritos y será adjudicado en octubre de 1973.

CONSTRUCCION DE TANQUES ESFERICOS DE ALUMINIO PARA TRANSPORTE DE GAS LICUADO EN BUQUES

Como se sabe, los Astilleros de General Dynamics en Quincy (Massachussets) van a iniciar la construcción de 3 buques para transporte de Gas Natural Licuado (LNG). La capacidad de estos buques será de 125.000 metros cúbicos.

Los tanques de estos buques, de 635 toneladas cada uno, serán de forma esférica, de 36,5 metros de diámetro; cada barco llevará 5 tanques. El material será aluminio de Alcoa. El contrato de producción de los tanques esféricos, por valor de 40 millones de dólares, prevé la primera entrega de los mismo para el verano de 1974, mientras que la entrega del primer buque está prevista para 1975.



La chapa de aluminio será laminada en las instalaciones de Alcoa en Davenport (Estados Unidos). La figura presenta esquemáticamente la forma y desarrollo de chapas de los tanques esféricos mencionados.

CAMBIO EN LA PRESIDENCIA DEL LLOYD'S

Mr. R. A. Huskisson será el nuevo Presidente de Lloyd's Register of Shipping como consecuencia del retiro de Mr. A. C. Grover a fines de junio próximo.

Mr. Huskisson fue elegido Vicepresidente de la Sociedad en marzo de 1972, dimitiendo seguidamente de sus cargos de Vicepresidente Ejecutivo de Shaw Savill & Albion Co. Ltd., Presidente de la British Shipping Federation y Presidente de la International Shipping Federation.

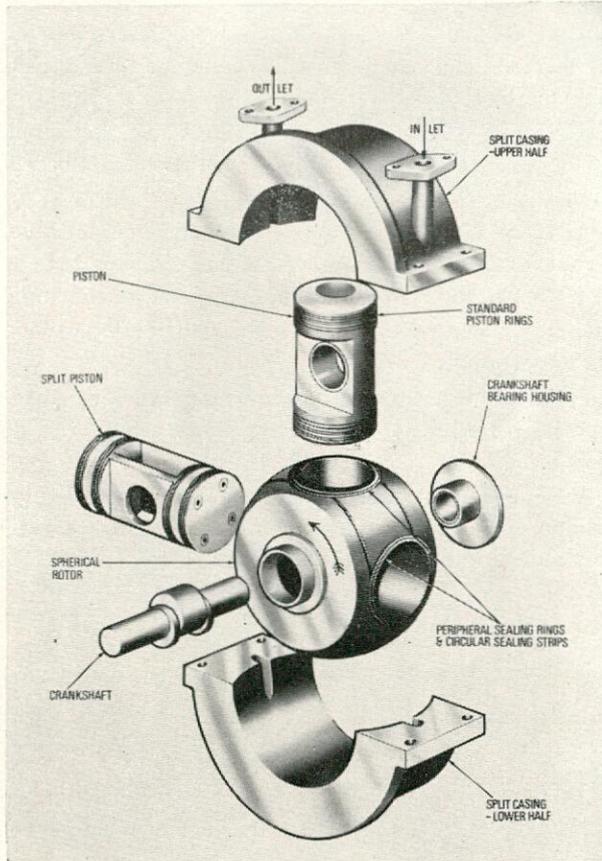
ERRATAS

En la página número 182 del número de abril, dentro del artículo "Medidas para la disminución de los esfuerzos (deberá decir sobrecargas) debidos a cortocircuitos en las redes de a bordo", siempre que dice metros, debe decir ms (abreviatura de milisegundos).

En este mismo número, la figura 3 del artículo de don Félix Sánchez-Laulhé está al estilo de Leonardo. Como esto no impide su comprensión y un fotograbado nuevo retrasaría varios días su publicación, se deja así, con perdón.

NUEVO TIPO DE COMPRESOR

La Anidyne Corporation ha patentado un nuevo tipo de compresor, actualmente en pruebas. La concepción de este compresor es totalmente diferente a cualquier otro tipo fabricado hasta la fecha. Para esta máquina se han previsto solamente 4 piezas mó-



viles, en contraste con el tipo convencional actualmente en servicio que lleva más de 35 piezas.

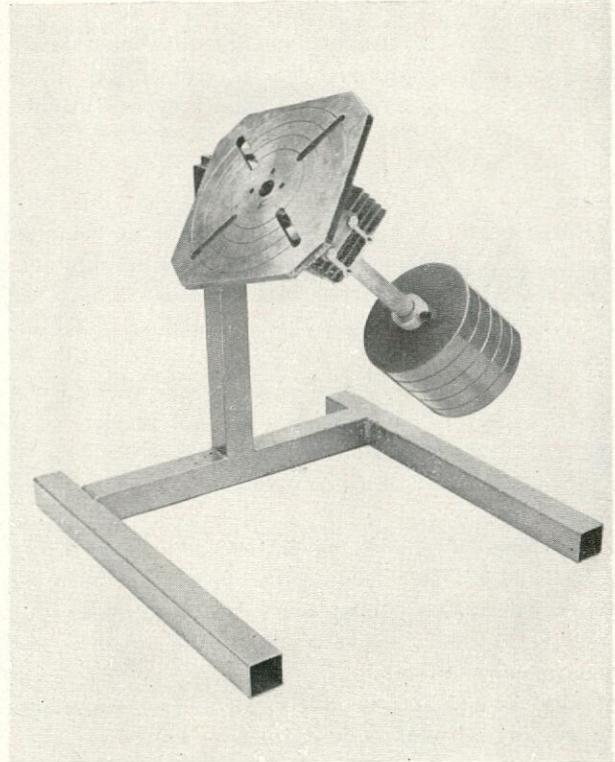
Contrariamente a los lentos movimientos del compresor con los pistones actuales, que se caracterizan por el movimiento de vaivén del pistón, el nuevo compresor tiene la ventaja de girar de forma silenciosa, casi sin vibraciones. El funcionamiento se comprende fácilmente observado la figura.

NUEVOS POSICIONADORES PARA SOLDAR

La casa ESAB presenta los nuevos posicionadores M L A 50 y M L A 200.

El MLA 50 puede utilizarse con piezas de hasta 50 kilogramos, con la mesa de trabajo en vertical y de hasta 100 kilogramos en posición horizontal, mientras que con el MLA 200 se puede trabajar con piezas de hasta 200 kilogramos.

Aparte de las aplicaciones en soldadura, estos posicionadores pueden ser utilizados para el chorreado,



pintado y cualquier tipo de trabajo manual en que sea necesaria una fijación estática de las piezas.

PUBLICACIONES

FIABILIDAD, BASES TEORICAS Y PRACTICAS

Ha sido publicado recientemente por el Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial "Esteban Terradas" (INTA), un libro con el título del epígrafe, cuyo autor es D. José Warleta Carrillo.

El autor presenta un texto que reúne las bases del campo de estudio de modo que el Ingeniero o estudiante pueda pasar a la práctica en la mayoría de las aplicaciones de esta disciplina.

Consta el libro de 21 capítulos, dedicados los 15 primeros a la predicción de la fiabilidad y los 6 restantes a ensayos de fiabilidad. Lleva también este libro 14 apéndices, constituyendo los 10 primeros un resumen de probabilidades y estadísticas, los dos siguientes tratan brevemente asuntos que interesan al ingeniero de fiabilidad y que no figuran en el texto principal, y los dos últimos contienen tablas estadísticas y una bibliografía.

NORMAS UNE

El Instituto Nacional de Racionalización y Normalización acaba de editar las siguientes normas UNE,

las cuales se hallan a la venta en su domicilio social Serrano, 150, Madrid-6.

UNE 7-194-73. Ensayo de tracción de alambre de acero.

UNE 7-261-73. Ensayo de dureza Vickers para los metales ligeros y sus aleaciones.

UNE 7-262-73. Ensayo de tracción para productos de acero.

UNE 7-266-73. Ensayo de tracción de tubos de acero.

UNE 7-277-73. Ensayo de tracción de chapas, bandas y flejes de acero de espesor comprendido entre 0,5 y 3 mm.

UNE 7-279-73. Ensayo de templabilidad de aceros. En sayo Jominy.

UNE 7-289-73. Determinación espectrofotométrica del cromo en aceros y fundiciones.

UNE 7-293-73. Ensayo de doblado alternativo de chapas, bandas y flejes de acero de espesor inferior a 3 mm.

UNE 30-077-h1. Nomenclatura de los frutos.

UNE 36-077-73. Semiproductos de acero para uso general definidos por su composición química.

UNE 36-079-73. Semiproductos de acero de uso general para relaminar.

UNE 36-531-72. Productos de acero. Angulares de lados iguales. Medidas y tolerancias.

UNE 36-533-73. Productos de acero. Perfil T.

UNE 49-040-h2. Caja de madera polivalente de 500 × 300 mm. de base para 15 kilogramos de frutos y productos hortícolas.

UNE 53 188. Materiales plásticos. Materiales de polietileno. Características y ensayos.

UNE 53 205. Materiales plásticos. Materiales celulares rígidos. Determinación de la resistencia a la compresión.

UNE 53 220. Materiales plásticos. Determinación de la resistencia al rasgado de películas de materiales plásticos.

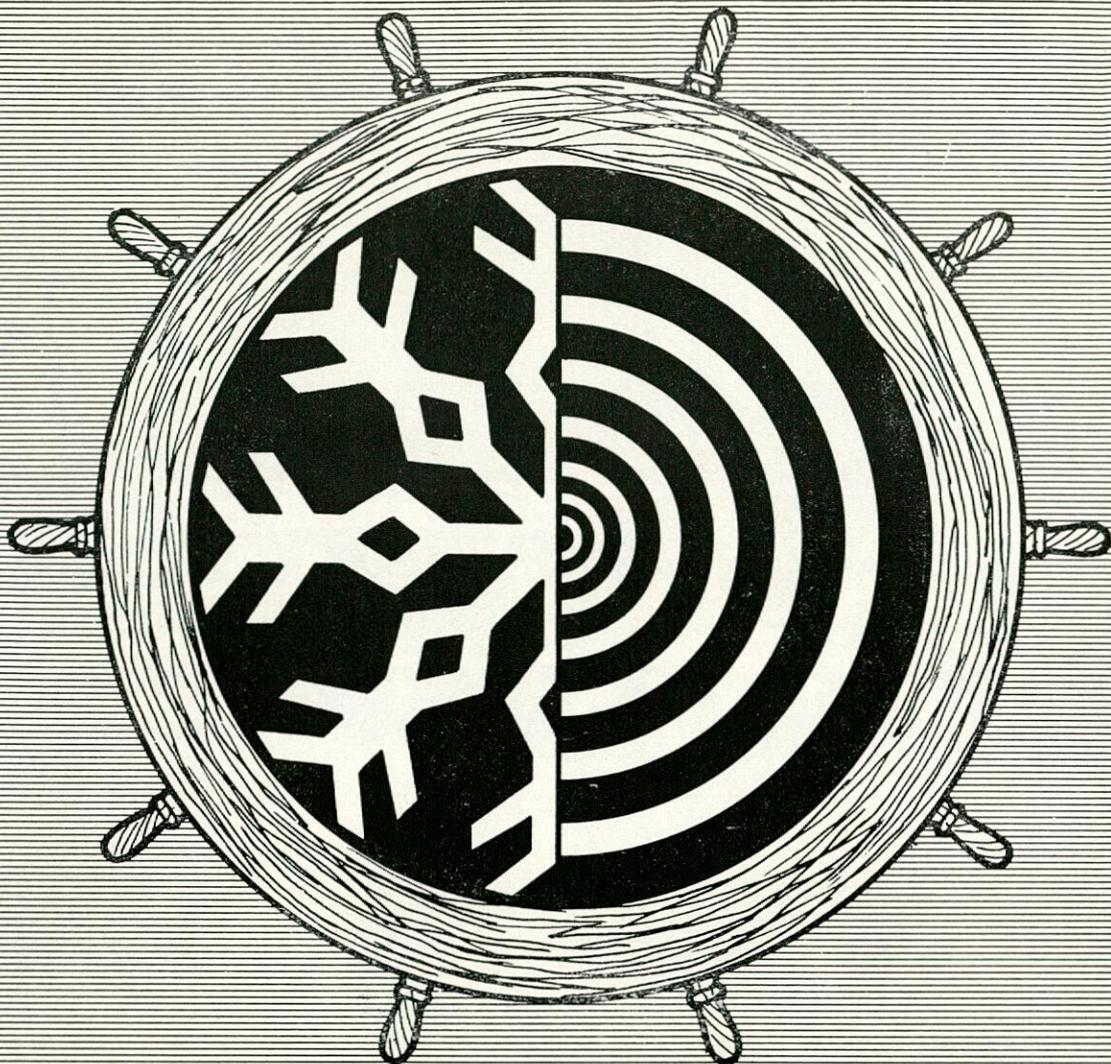
UNE 58 106. Aparatos pesados de elevación. Grúas puente y pórtico con carro. Pruebas de recepción.

UNE 58 207. Aparatos de manutención continua. Transportadores de tornillos sin fin.

UNE 58 208. Aparatos de manutención continua. Reglas de seguridad para los equipos de almacenado de los productos a granel.

UNE 58 401. Carretillas de manutención. Ensayos de estabilidad en las carretillas elevadoras de horquilla.

UNE 58 403. Carretillas de manutención. Designación de las capacidades nominales de las carretillas elevadoras de horquilla.



**El aislamiento
término y acústico
en la**

INDUSTRIA NAVAL está resuelto...

con productos de

FIBRAS MINERALES, S.A.

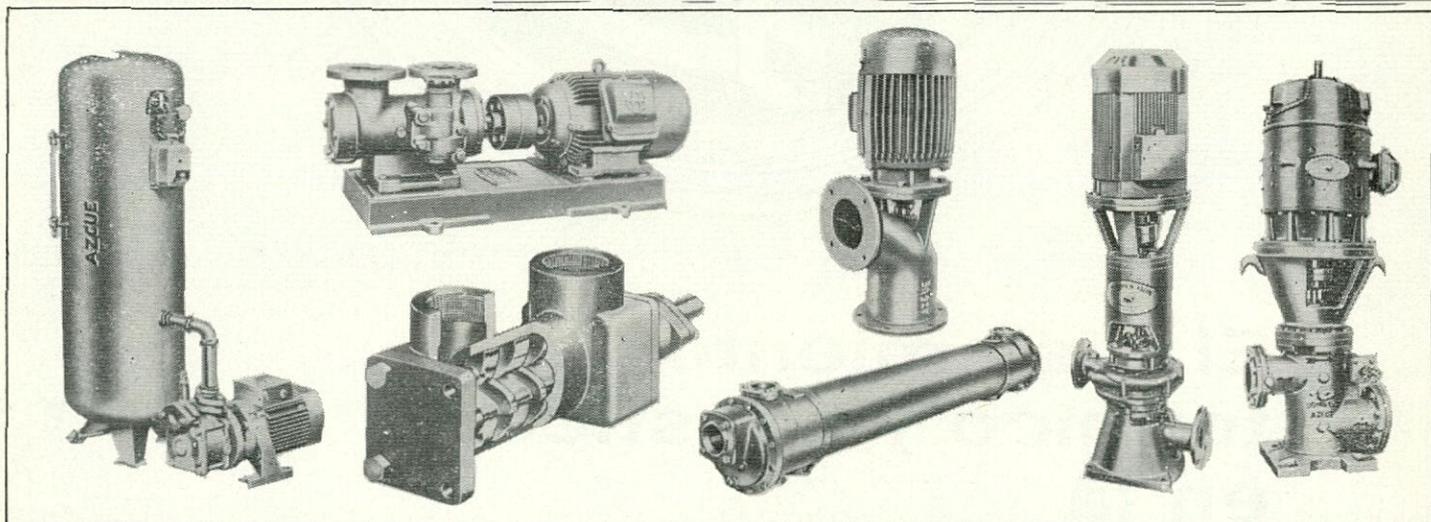
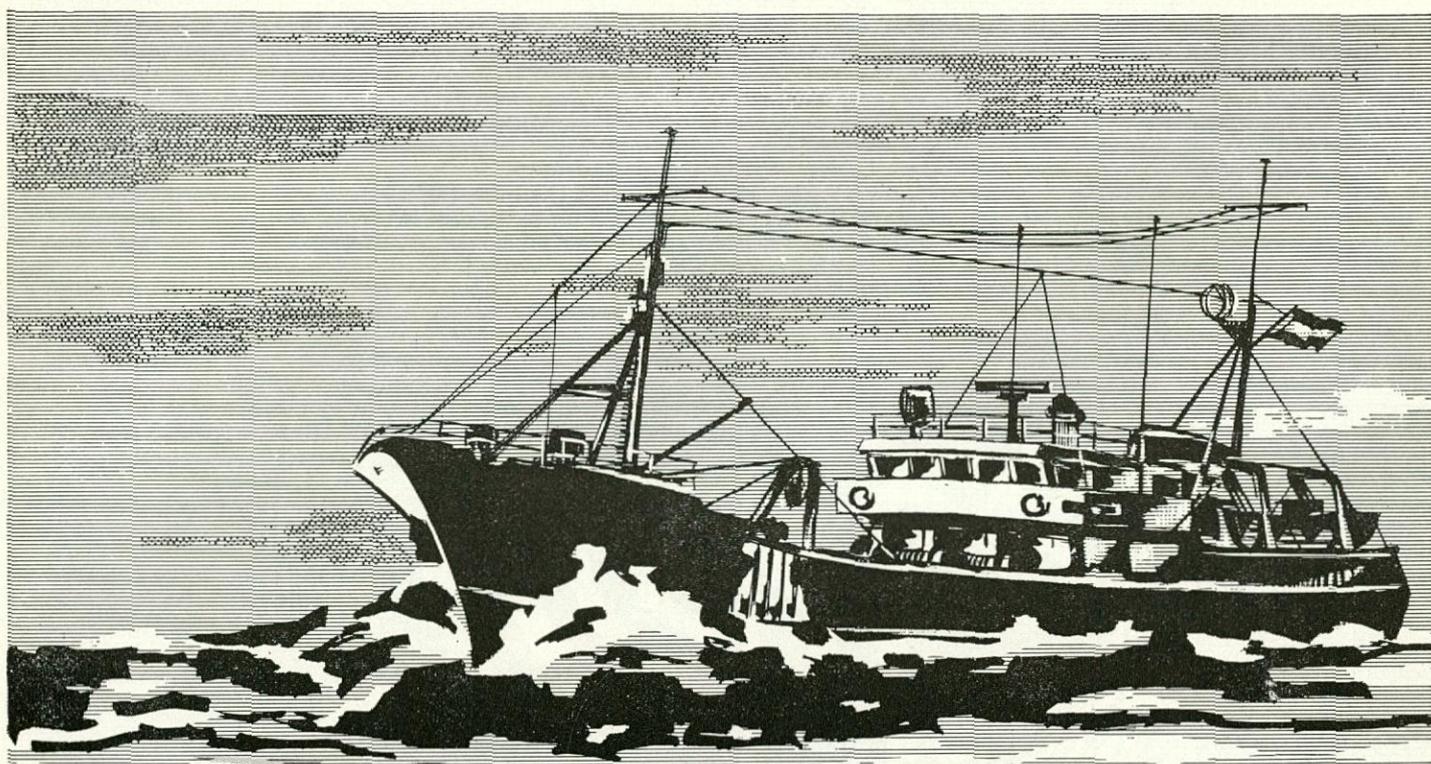
Jenner, 3 - Teléfs. 401 46 12-1650 - MADRID (4)

Delegaciones en:

| | | |
|------------------|--------------------------------------|--------------------|
| BARCELONA | - Galileo, 303-305 | - Teléf. 321 89 08 |
| BILBAO | - Darío Regoyos, 1 | - Teléf. 41 25 86 |
| SEVILLA | - Plaza Nueva, 13 | - Teléf. 22 05 36 |
| OVIEDO | - Avda. Pío XII, 17 | - Teléf. 23 53 99 |
| ZARAGOZA | - Naturalista Rafael Cisternas, 4 | - Teléf. 60 47 76 |
| VALENCIA | - Coso, 87 | - Teléf. 29 36 42 |



¡¡ AISLAR !!... ES AHORRAR



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

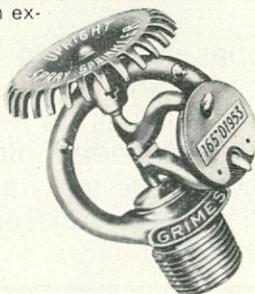
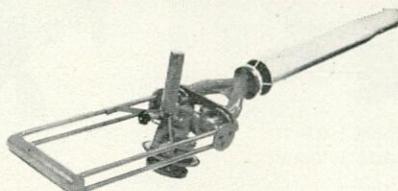
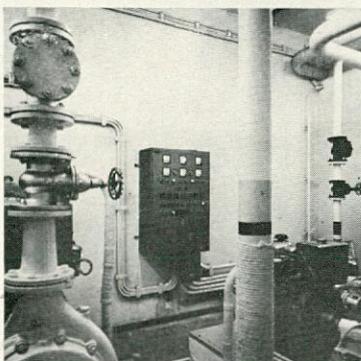
tel. 831004 - arrona - cestona (guipúzcoa)



SABEMOS COMO PROTEGER CUALQUIER EDIFICIO.

La protección de edificios la realizamos mediante red de sprinklers de la Compañía Raisler Corporation de Nueva York.

Todo el material empleado está homologado por los laboratorios americanos Underwriters y Factory Mutual. Nuestra empresa está homologada por el Sindicato del Seguro Español con objeto de que nuestros clientes se puedan beneficiar de las reducciones de las primas de seguros contra incendios. Esta protección queda ampliada también con la posibilidad de instalación de detectores de temperatura fija, termovelocimétricos y de humo de nuestra representada en exclusiva Federal Sing & Signal de Shelby-Ohio, (E.E.U.U.). Estamos capacitados para hacer la protección total de refinerías, plantas de almacenamiento de combustible y plantas químicas en general. Para ello utilizamos procedimientos de protección más avanzados en el empleo de espuma,



con equipos adecuados para instalar en tanques de techo fijo o flotante. Nuestras actividades también abarcan el suministro de material especial para protección y extinción en buques.

Fimesa cuenta con una amplia gama de extintores homologados por la Subsecretaría de la Marina Mercante.

MATERIALES DE NUESTRO SUMINISTRO

- Sistemas de sprinklers.
- Sistemas de detección de temperatura fija, termovelocimétricos y de humo.
- Sistemas de espuma.
- Sistemas de anhídrido carbónico a baja y alta presión.
- Sistemas de polvo.
- Extintores.
- Monitores de agua y espuma.
- Tutógeno. Puestos de agua.
- Hidrantes.
- Racordería y acoplamientos de todo tipo, etc.



FIMESA

Sede Social: Madrid-16
C/. Federico Salmán, 9
Tel. 259 72 05

El complejo industrial del grupo



SOFICO

Delegaciones: BARCELONA-6
Tenor Viñas, 4-6
Tel. 228 72 99

BILBAO
San Vicente, s/n.
Edificio Albia, 7
Apartado, 36
Tel. 24 96 00

MALAGA
Molina Larios, 13
Tel. 21 51 12

SEVILLA
Lepanto, 5
Tel. 22 37 39

GRANADA
José Antonio, 74-9
Tel. 22 74 68

GIJON
Leopoldo Alas, 1
Tels. 34 14 55 - 34 72 20

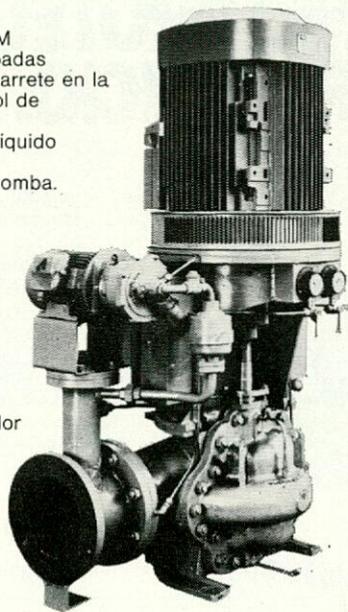
BOMBAS VERTICALES WORTHINGTON

MARINAS

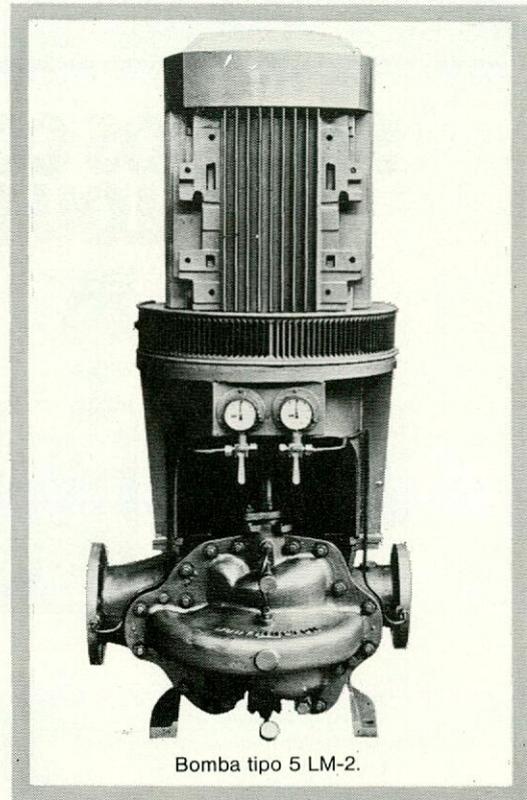
Nuestras bombas marinas RM y LM se pueden transformar en autocebadas mediante la incorporación de un carrete en la aspiración, que contiene un control de doble flotador. Una bomba de vacío de anillo de líquido desaloja todo el aire de la tubería de aspiración y del cuerpo de la bomba.

APLICACIONES

- Servicio Lastre
- Servicio Sentina
- Servicio Refrigeración M.P.
- Servicio Refrigeración Pistones
- Servicio Refrigeración Cilindros
- Servicio Contra-Incendios
- Servicio Circulación Condensador
- Servicio Circulación Caldera
- Servicio Limpieza Tanques
- Servicio Carga y descarga
- Servicios Generales



Bomba tipo 6 LMA-11 con autocebado automático.



Bomba tipo 5 LM-2.

Las bombas marinas de Worthington son el resultado de una larga y positiva experiencia con las famosas familias de bombas "L-R" y "NUMARINE", de línea inglesa. De ellas han obtenido la perfección de sus características hidráulicas y un inmejorable comportamiento a bordo.

INTERNARCO-ITAG

WORTHINGTON. S. A.

FABRICA Y OFICINAS TECNICAS: MADRID-5, BOLIVAR, 9 - TELEFS. 468 39 00 - 467 79 00 - APARTADO 372 - TELEX 27409

OFICINAS DE VENTAS:

MADRID-14, AV. JOSE ANTONIO, 14 - TELEF. 222 75 40
GIJON, NUMA GILHOU, 14 - TELEF. 35 89 67
VALLADOLID, CARRETERA ADANERO-GIJON, Km. 194 - TELEFS. 27 16 82 - 27 33 30
BARCELONA, AV. JOSE ANTONIO, 533 - TELEFS. 254 62 00-09
SEVILLA, REPUBLICA ARGENTINA, 1 y 3 - TELEFS. 27 98 90-95
SANTIAGO DE COMPOSTELA, REPUBLICA DEL SALVADOR, 13, 1.º B - TELEF. 59 28 49
VALENCIA, JORGE JUAN, 7 - TELEF. 21 16 20
ZARAGOZA, J. A. SARTO DUQUESA VILLAHERMOSA, 6 - TELEF. 27 39 56
MALAGA, PLAZA MARIA GUERRERO, 7 - TELEF. 22 32 88

AGENCIAS:

BILBAO
TORRELAVEGA (SANTANDER)
LAS PALMAS
SAN SEBASTIAN
CORDOBA
LISBOA (PORTUGAL)
LEON
MURCIA

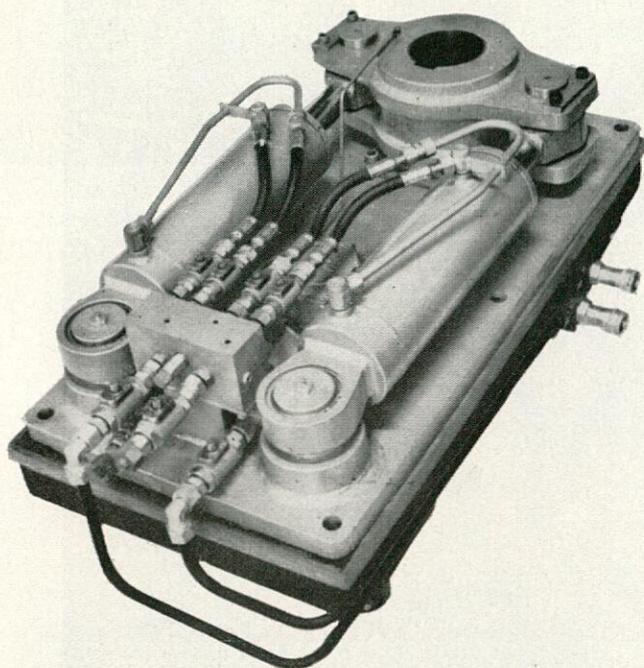


WORTHINGTON

BOMBAS PARA EL PROGRESO



STEERING GEARS



SERVI steering gears fit boats from 8 to 80 metres – rudder stock diametres up to 300 mm. – rudder torque up to 20 tm.

The actuators are one- or two ram types – also twin rudder actuators in the same sizes are available.

We are looking for new contacts where we are not represented before.

We deliver power packs driven by the main engine via V-belts, or driven by electric motor, AC or DC. In both cases it is possible to obtain two rudder speeds. One slow speed for normal steering and steering by auto-pilot and one speed for fast manoeuvring.

SERVI steering gears – simple – safe and spacesaving.

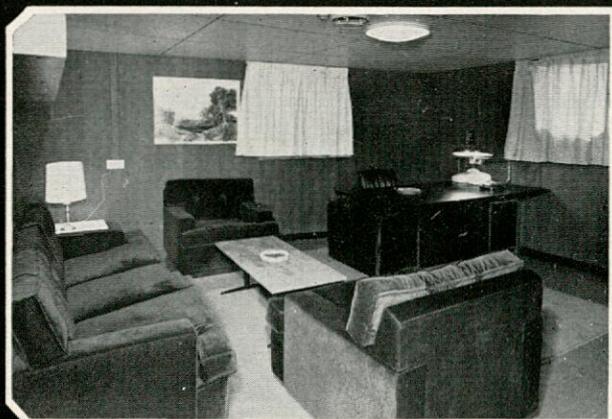
Ask for pumphlets and we will also refer to our local representative.

A/S CYLINDERSERVICE

Jarleveien 15, 7000 Trondheim. Tlf. (075) 31560. Telex 55171 or Oslo, Erich Mogensons vei 38. Tlf. 02-158881 Norway

ORAIN

ESTAMOS ESPECIALIZADOS EN AMUEBLAR Y DECORAR TODO TIPO DE BUQUES.



Estas fotografías corresponden a nuestra última realización: el amueblamiento y decoración completos del petrolero PRESIDENTE RIVERA.



Nuestras realizaciones abarcan: comedores, camarotes de todo tipo, salas, livings, despachos, etc... cubriendo todas las necesidades concretas de habilitación.

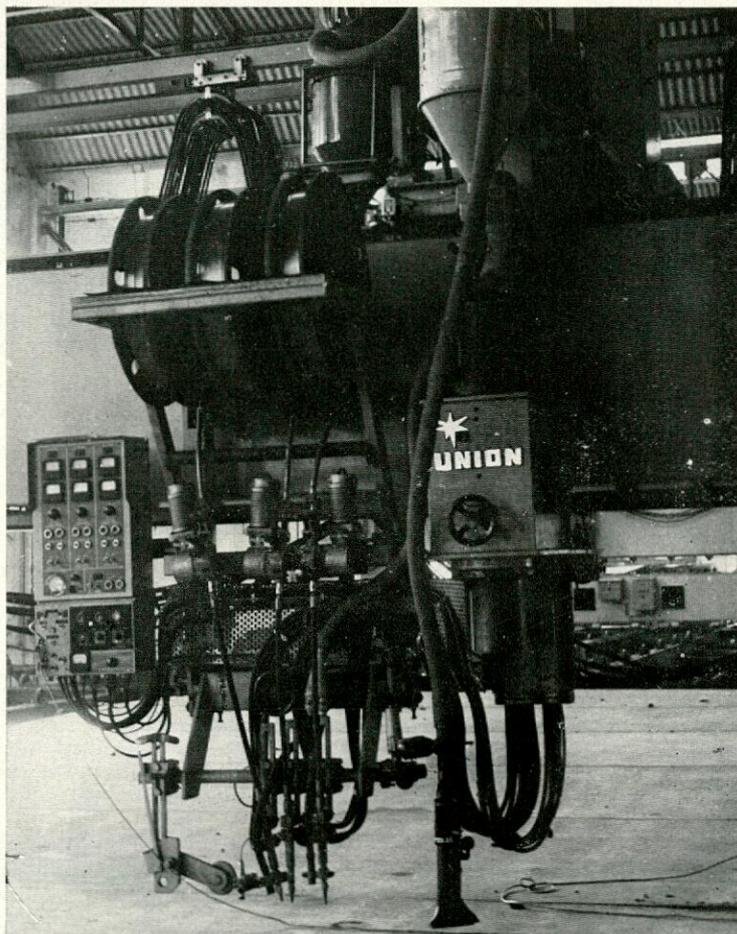
ORAIN es un equipo especializado en estudiar y ejecutar proyectos de amueblamiento y decoración de buques. ¡Cuenta con ORAIN para estudiar su caso, sin ningún compromiso!



ORAIN

Avenida Sancho el Sabio, 5
Teléfono 417653
SAN SEBASTIAN

AUTOMACION EN SOLDADURA Y PRODUCTIVIDAD EN LA CONSTRUCCION NAVAL



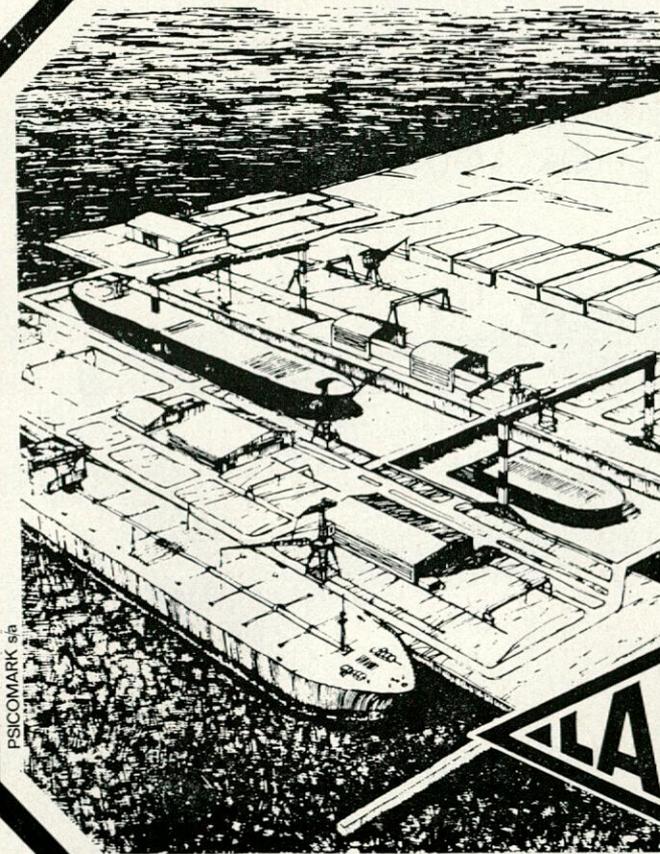
con los equipos y consumibles que permiten automatizar los procesos de soldadura:

- soldadura por una sola cara (FCB) con soportes rígidos (FAB) y flexibles (FRB)
- fabricación de fluxes y alambres para este procedimiento (KOBÉ STEEL)
- soldadura por arco sumergido con arcos múltiples (OTC-HOBART)
- automatización de soldaduras verticales (AIRCO)
- soldadura por electroescoria con tobera consumible
- automatización de soldadura en rincón vertical
- automatización de soldadura en rincón horizontal
- dispositivos BUG-O para automatización de procesos
- instalación de paneles pequeños (OGDEN)
- líneas completas de paneles planos
- soldadura MIG
- soldadura MAG
- arco pulsado



UNION TECNICAS DE SOLDADURA, S.A.

MADRID • GIJON • BARCELONA • BILBAO • SAN SEBASTIAN



PSCOMARK S.R.

LARO

**HACE BUENAS MIGAS CON EL MAR,
proteja sus construcciones navales**

INDUSTRIAS LARO, ha dedicado su existencia a prolongar la vida de «sus» construcciones. La galvanización en caliente, es el procedimiento más eficaz de los empleados para proteger el hierro y el acero contra la corrosión. Las pérdidas por corrosión en España se elevan a 30.000.000.000 de ptas. anuales.

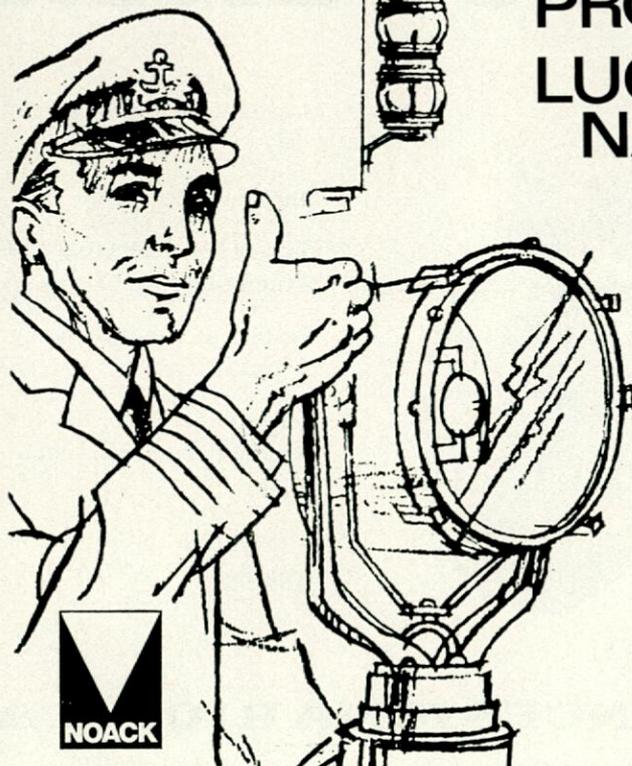
Vd. debe proteger sus construcciones mediante el único sistema que le ofrece una absoluta garantía de protección segura, duradera y económica.

Es innegable la utilidad y eficacia de la galvanización en caliente, aplicada a las **CONSTRUCCIONES NAVALES e INSTALACIONES PORTUARIAS** (tubos de lastre, servicio de doble fondo, candeleros fijos, piezas ganbuza, instalaciones frigoríficas, cabinas, barandas, chapas para cascos, cadenas, etc.) por ser **ESPECIALMENTE RESISTENTE AL AGUA DE MAR, AMBIENTES SALINOS, SOLUCIONES DE SODIO Y CALCIO Y EFECTO ANTI-ALGAS Y ANTI-CRUSTACEOS.**

INDUSTRIAS LARO - GARANTIZA AUSENCIA DE OXIDO - GALVANIZACION EN CALIENTE - ESTAÑADO - EMPLOMADO - *PIDANOS INFORMACION Y FOLLETOS SIN COMPROMISO.



INDUSTRIAS LARO, S.A.
San Adrián, 76 - telf. 307 06 00
Barcelona-16



PROYECTORES LUCES DE NAVEGACION

PROYECTORES

Lámparas incandescentes desde 50 a 3000 vatios. Materiales resistentes a la corrosión en ambientes marinos. Tapa frontal y espejo reflector de vidrio endurecido. Todos los modelos y tamaños aptos para colocar los accesorios o controles necesarios.

LUCES DE NAVEGACION

Sean yates o buques mayores, NOACK posee los accesorios necesarios. Luces dobles para señalización de emergencia. Diseño moderno, resistentes a la corrosión, funcionamiento totalmente eléctrico.

Escribir pidiendo
información y precios a:

ACUMULADORES
NIFE S.A.

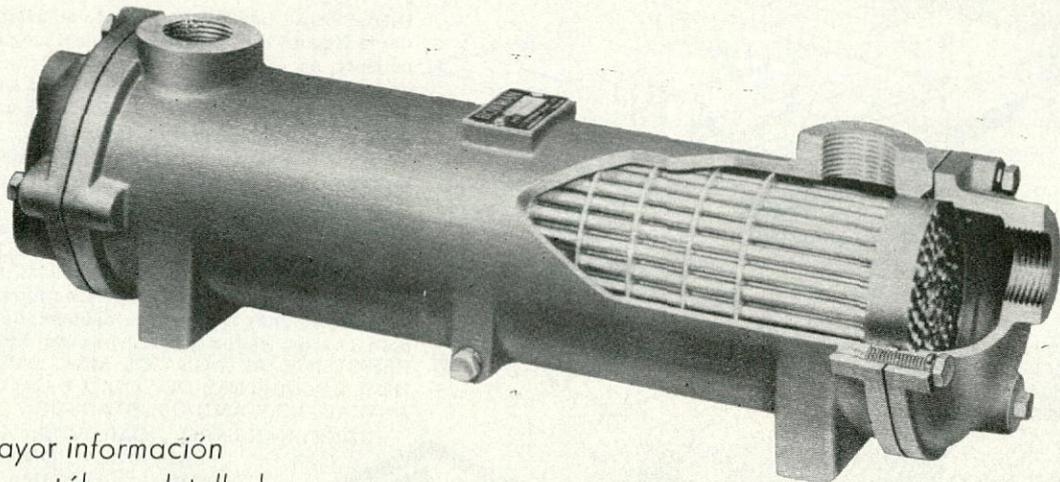


HERMOSILLA, 117 - MADRID-9
TELEFS. 401 73 50/54/58

JUNGNER

BOWMAN ofrece una amplia gama de

- * ENFRIADORES DE ACEITE
- * INTERCAMBIADORES DE CALOR
- * ENFRIADORES DE AIRE DE ADMISION
- * COLECTORES REFRIGERADOS POR AGUA



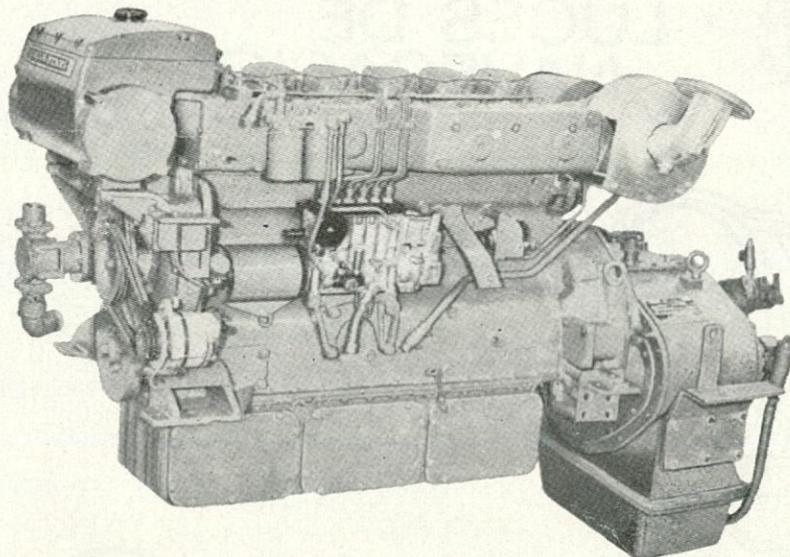
- * Para mayor información soliciten catálogo detallado.

E. J. BOWMAN (B'HAM) LIMITED

Whitehouse Street, Birmingham B6 4AP, England Telephone 021 - 359 3727 Telex 339239



VOLVO PENTA



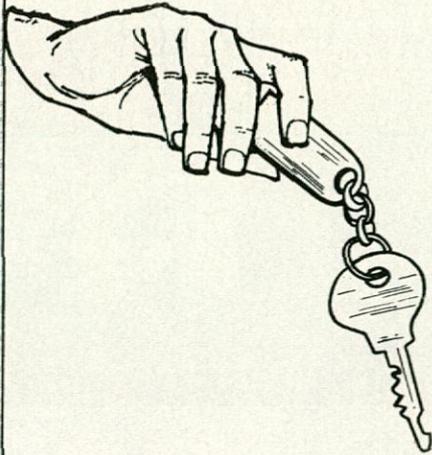
- * Motores propulsores de 7 HP. a 400 HP.
- * Motores auxiliares.
- * Grupos electrógenos principales.
- * Grupos de emergencia y de puerto.
- * Red de servicio en los principales puertos españoles.
- * Servicio mundial de la organización VOLVO.

DISTRIBUIDOR EXCLUSIVO PARA ESPAÑA:

VOLVO CONCESIONARIOS, S.A.

Avda. Generalísimo, 20
Teléf. 2 62 22 07
MADRID

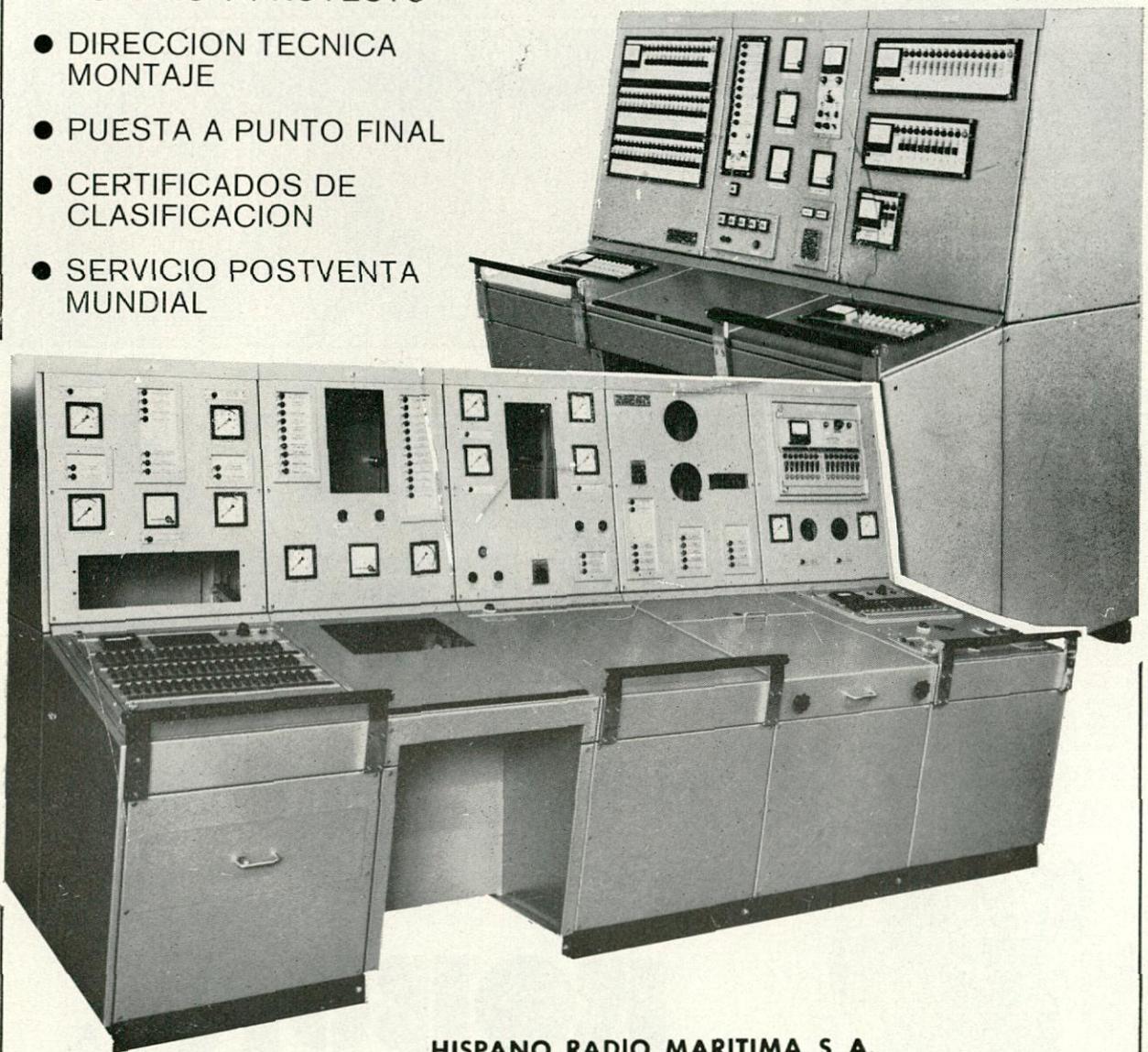
Urgel, 259
Teléf. 230 77 68
BARCELONA



AUTOMATIZACION en todos sus grados

*¡llave en
mano!*

- ESTUDIO Y PROYECTO
- DIRECCION TECNICA
MONTAJE
- PUESTA A PUNTO FINAL
- CERTIFICADOS DE
CLASIFICACION
- SERVICIO POSTVENTA
MUNDIAL



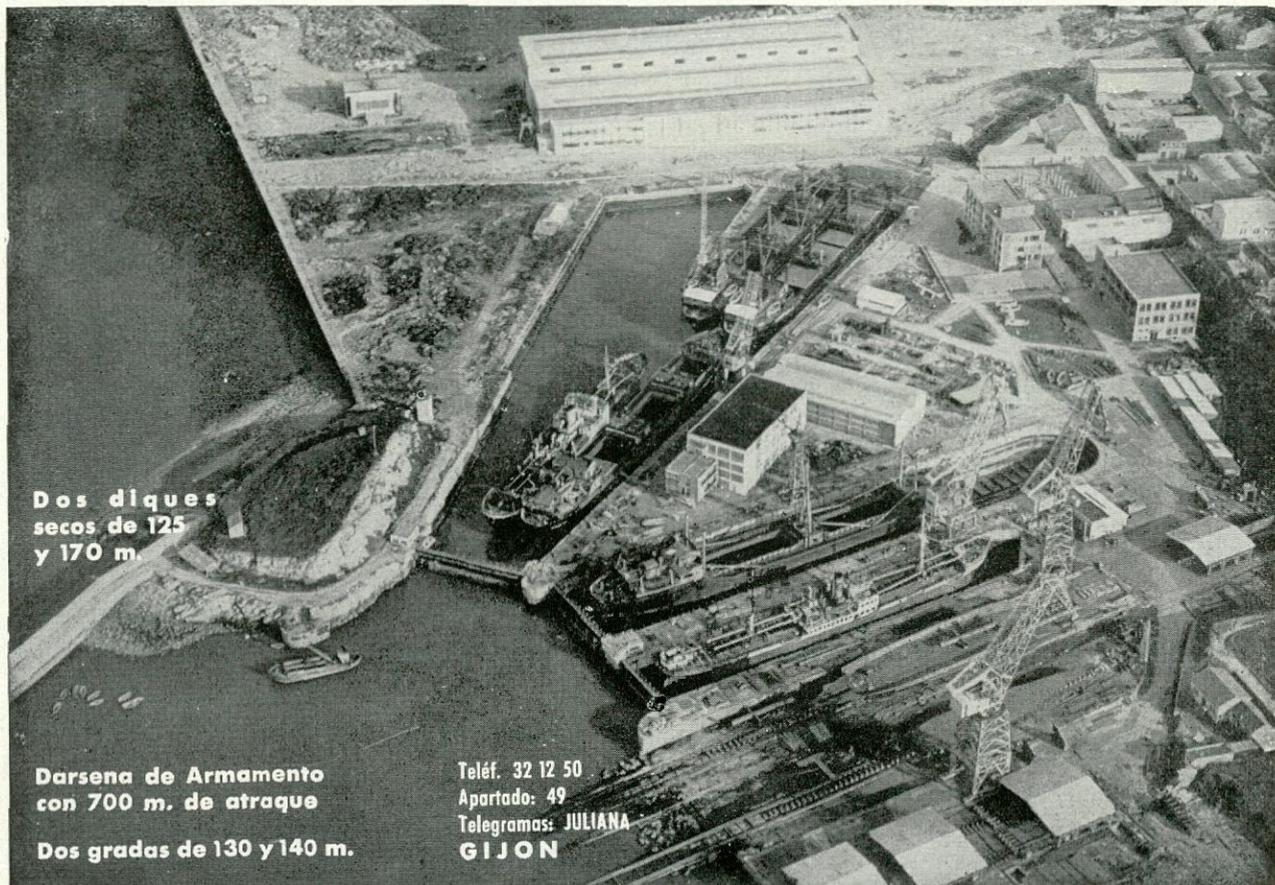
HISPANO RADIO MARITIMA, S. A.

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



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



I M O

BOMBAS DE TORNILLO
PARA LUBRICACION Y TRASIEGO
CAUDAL HASTA 693 M³/H

J M W

BOMBAS
TURBOBOMBAS DE CARGA
TURBOALTERNADORES

ROBUR S. A.

Juan de Mena, 8 - MADRID - 14

Teléf. 231 - 07 - 04



BUQUE CEMENTERO DE 3.350 T.R.B.

CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

FACTORIAS:

ASTILLEROS DEL CANTABRICO

ASTILLEROS DE RIERA

FACTORIA NAVAL DE CEUTA

FABRICA DE PINTURAS "CHILIMAR"

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.



Apartado 319 - Teléfonos: 32 01 50 - 32 05 00

Telegramas: CANTABRICORIERA - Telex: ASCAN
GIJON - ESPAÑA

UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.



BUQUE CANGURO "CABO SAN SEBASTIAN" PARA YBARRA Y Cia., S. A.

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

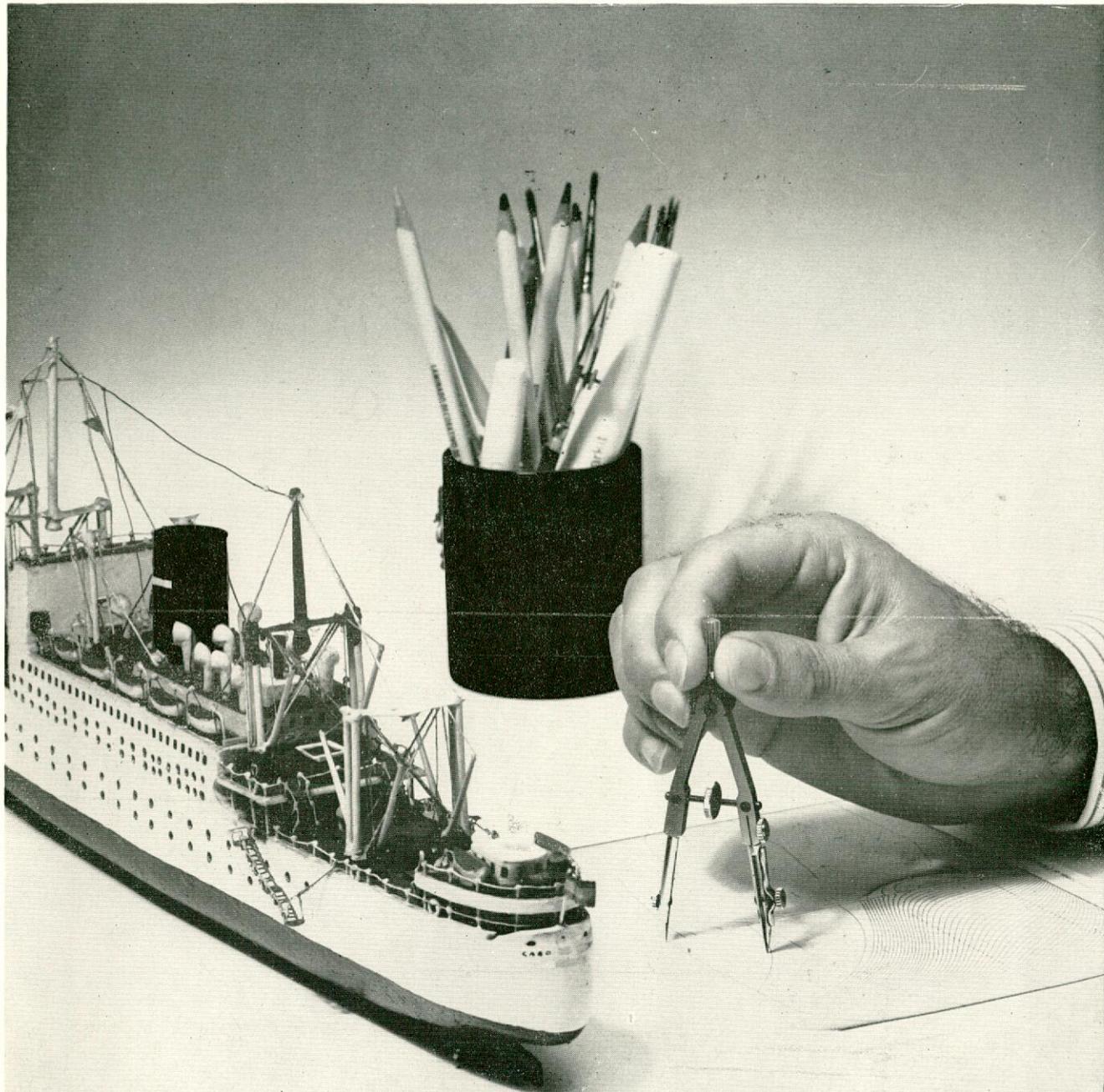
- PASAJE
- PASAJE Y CARGA
- CARGA SECA
- PETROLEROS
- TRANSBORDADORES
- BUQUES ESPECIALES
- FRIGORIFICOS
- TRANSPORTE DE G. P. L.
- MADEREROS
- DRAGAS
- GANGUILES
- ETC. ETC.
- REPARACION DE BUQUES Y MAQUINARIA
- DIQUES FLOTANTES DE 8.000 TONS. EN VALENCIA Y 6.000 (J.O.P.) Y 4.000 TONS. EN BARCELONA (FUERZA ASCENSIONAL)

OFICINAS CENTRALES EN MADRID: AVDA. CALVO SOTELO, 12 - TELEF. 225 98 25

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

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





Al decorar **Formica*** un barco le da más

Precisará tener homologadas las materias primas para obtener **SEGURIDAD, DURACION, BELLEZA, RENTABILIDAD.**

- Productos homologados.
- Un laboratorio a su disposición.
- Eficaz servicio de entrega y postventa.
- El muestrario más completo del mercado.

No lo dude, consúltenos y encontrará otras

**VENTAJAS
FORMICA***

aplicables a su caso

ASEGURESE DE QUE LLEVA ESTA MARCA

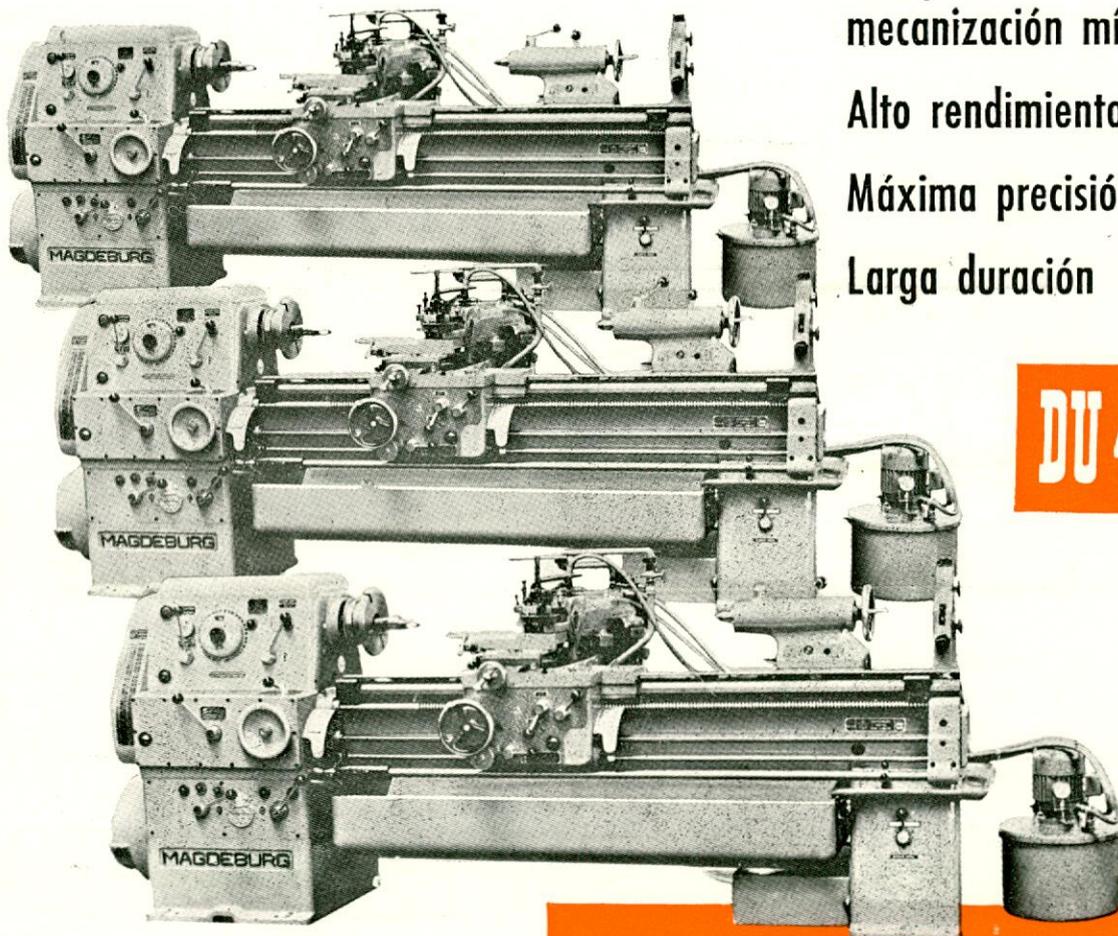


Laminado decorativo

FORMICA ESPAÑOLA, S. A.
(GALDACANO - VIZCAYA)
Delagaciones y distribuidores
en toda España.

*FORMICA es marca registrada

MAGDEBURG



Tiempos de
mecanización mínimos

Alto rendimiento

Máxima precisión

Larga duración

DU 45

*Entrega inmediata
Máximas facilidades*

Distancia e.p. 1.500 - 2.000 MM.

Revoluciones 34 - 1.500

Ø torneado sobre bancada 480 MM.

Id. id. escote 520 MM.

SIALSA

Sociedad para Investigaciones y Aplicaciones Industriales, S. A.

OFICINA CENTRAL Y EXPOSICIÓN: ALCALA, 52-T. 232 28 04 - T. MODUL - Télex 27466 - MADRID-14

Delegaciones: Barcelona - Cádiz - Vizcaya - Guipúzcoa - Oviedo - Vigo - Zaragoza