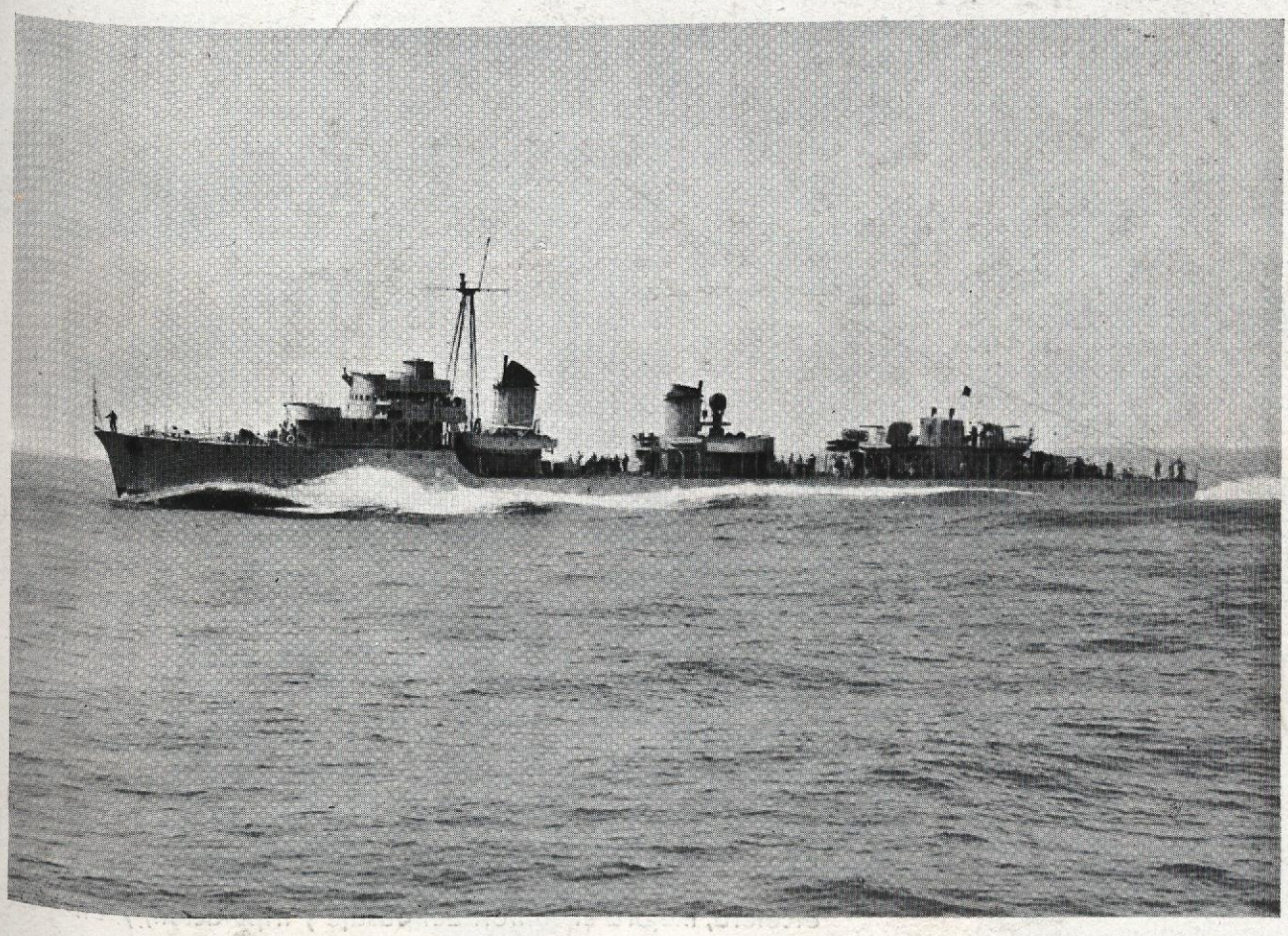
Ingeniería Naval



El cazasubmarinos "METEORO", construído por la factoría de El Ferrol del Caudillo de la Empresa Nacional Bazán, en sus pruebas de mar.

AÑO XXIII SEPTIEMBRE 1955 NUM. 243

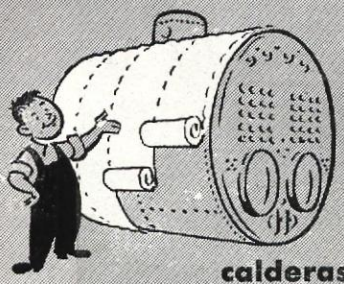
PRECIO: 25 PESETAS PUBLICACIÓN MENSUAL

Por sus cualidades técnicas

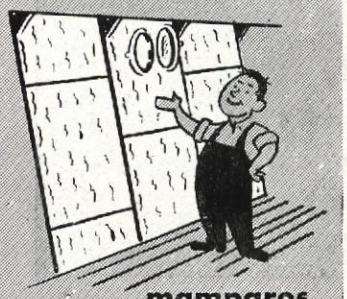
Vitrofib
FIBRA DE VIDRIO

aislante ideal para la marina

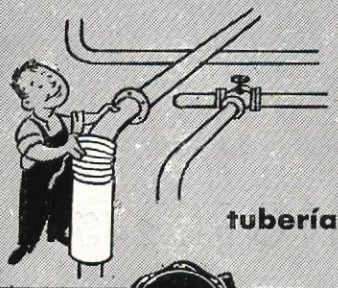
Aisle



calderas



mamparos



tuberías

Calidad y Prestigio

- **Máxima eficacia aislante**
- **Resistente a vibraciones**
- **Sumamente ligero, mínimo peso**
- **Incombustible, imputrescible**
- **No apto para la vida de roedores**

El aislamiento térmico de calderas, tuberías, conductos, quemadores, etc., con VITROFIB, permite la máxima recuperación de Calorías y economía de combustible, suprime las condensaciones, reduce el desgaste y corrosión de aparatos, tuberías y con él se logra la puesta en presión de las calderas en mínimo tiempo.

El aislamiento térmico de camarotes, cabinas, etcétera, mejora el confort del pasaje y tripulación, y en las bodegas protege las mercancías de las temperaturas extremas o cambios bruscos de las mismas.

Por no despedir olor alguno que pueda perjudicar a los alimentos o mercancías, VITROFIB es el aislante ideal para el empleo en cámaras frigoríficas.

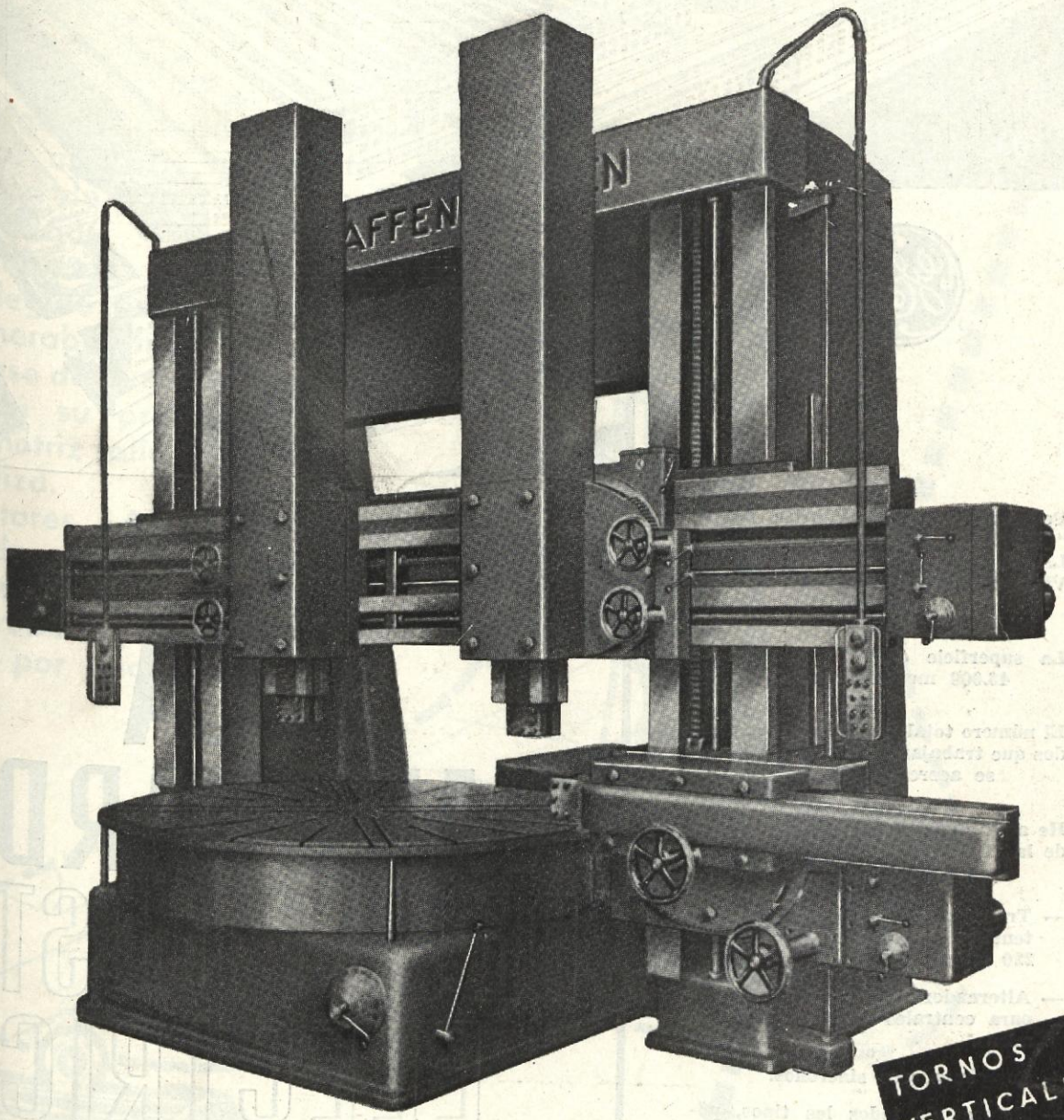
EXPLOTACION DE INDUSTRIAS, COMERCIO Y PATENTES, S. A.

GOYA, 12 - TELEF. 25 17 56 - PROVENZA, 206 y 208 - TELEF. 27 65 75
MADRID **BARCELONA**

B-62 **REPRESENTANTES TECNICOS EN TODAS LAS PROVINCIAS**

GRAFFENSTADEN

SOCIÉTÉ ALSACIENNE DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES



TORNOS VERTICALES DE DOS MONTANTES

REPRESENTANTES EXCLUSIVOS:

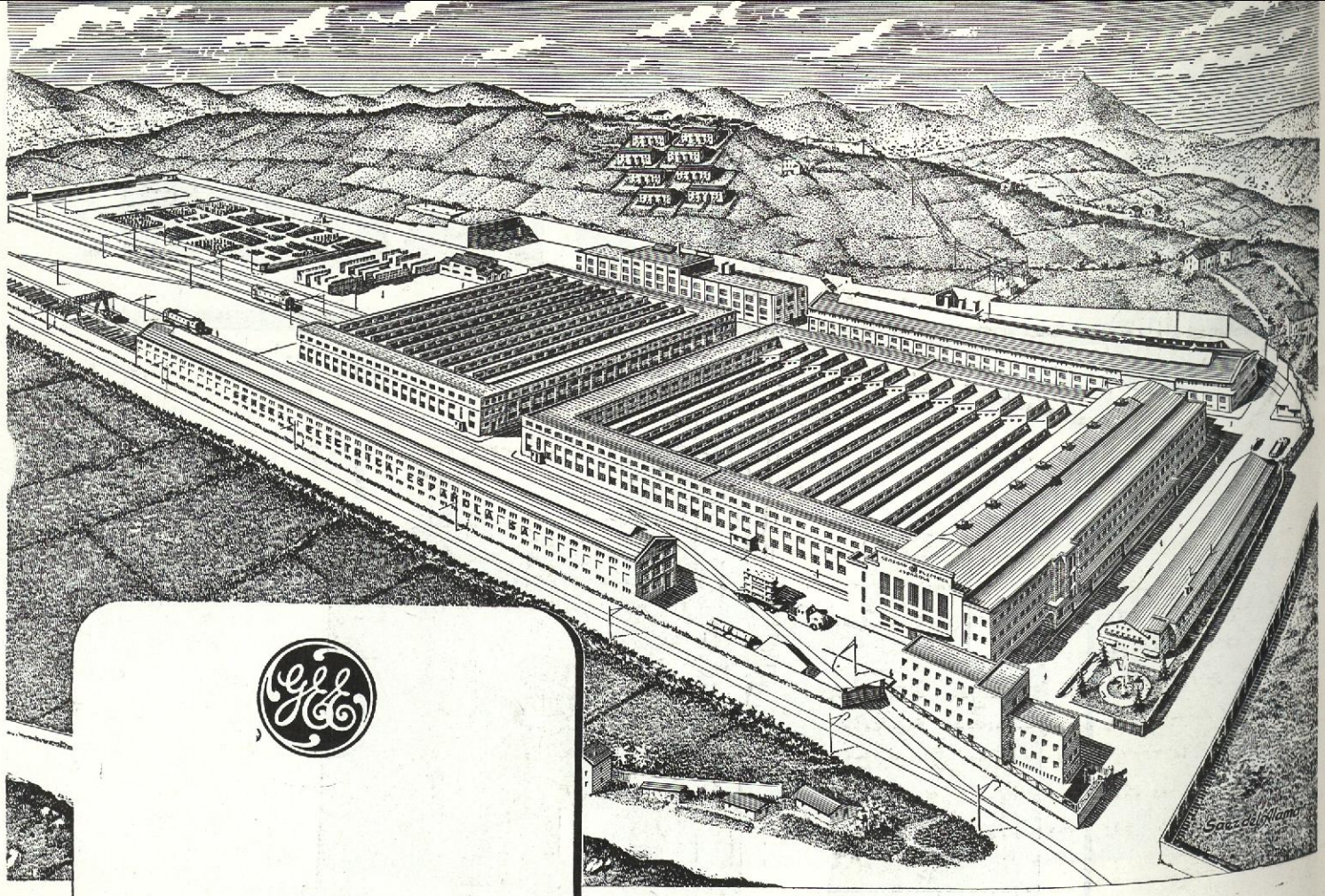
GUILLIET

Calle de Valencia, 30.

MADRID

AGENCIAS: BARCELONA • BILBAO • SEVILLA • OVIEDO

A.S.F.



Perspectiva de la Fábrica de la "GENERAL ELECTRICA ESPAÑOLA, S. A.", en Galindo (Vizcaya). Vista de conjunto, incluída la última ampliación.

La superficie cubierta total es de 43.000 metros cuadrados.

El número total de obreros y empleados que trabajan hoy en esta Fábrica se acerca a los 2.500.

He aquí algunas de las fabricaciones de la "GENERAL ELECTRICA ESPAÑOLA, S. A.":

— Transformadores de todas las tensiones y potencias (50.000 kVA 220 kV).

— Alternadores de gran potencia para centrales hidráulicas y térmicas.

— Compensadores síncronos.

— Motores de todos los tipos, potencias y aplicaciones.

— Motores y equipos para locomotoras eléctricas, tranvías y trolebuses.

— Aparellaje de todas clases.

— Condensadores para corregir el factor de potencia.

— Hornos eléctricos de gran capacidad.

A LA VANGUARDIA DE LA INDUSTRIA ELECTRICA NACIONAL

GENERAL ELECTRICA ESPAÑOLA

Elimine el peligro de un TALON DE AQUILES EN SU MAQUINARIA

Una máquina parada puede ocasionar un serio quebranto en su plan de producción y en sus beneficios.

Para evitar este riesgo Vd. la habrá elegido resistente, sólida e invulnerable frente a cualquier clase de averías. De nada le servirá su previsión si su fuerza motriz falla, si su motor se inutiliza.

Los motores **LANCOR** están concebidos para rendir un servicio ininterrumpido, fabricados y comprobados en todos sus detalles por una técnica perfecta.

ATENDEREMOS SU SOLICITUD REMITIENDOLE AMPLIA INFORMACION.

Lancor

ELORRIAGA INDUSTRIA ELÉCTRICA ELCANO, 1 BILBAO

PATENTES Y ASISTENCIA TÉCNICA DE HIMMELWERK, A. G. TÜBINGEN/WÜRTT. GERMANY

Distribuidor: ELORRIAGA INDUSTRIA ELECTRICA, S. A.-San Eugenio, 8-Tel. 283547-MADRID

PUBLICIDAD VILA, S. A.

Proyectistas y constructores
buques de guerra, pasaje y carga
Diques flotantes en Valencia y Málaga
Reparación de buques y maquinaria

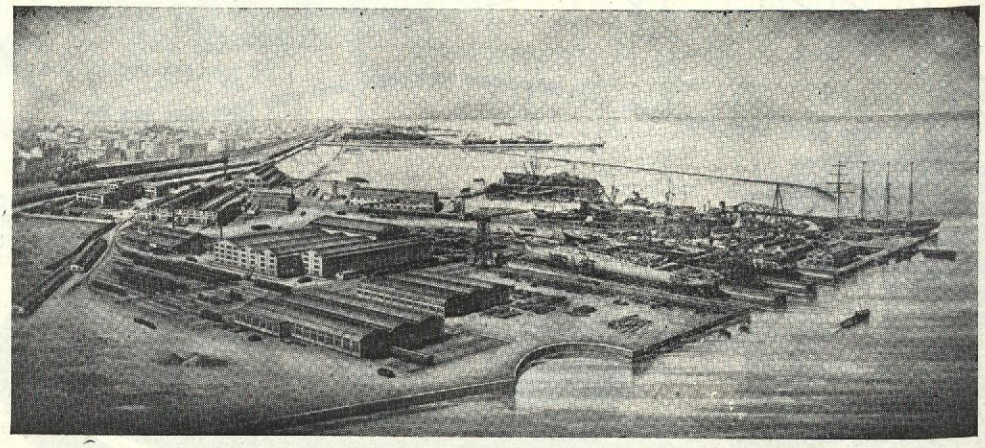
Casa central en Madrid: Alcalá, 53

ASTILLEROS DE CADIZ, S. A.

Construcción y reparación de buques, material ferroviario, Motores Diesel y obras metálicas en general

Dique flotante hasta 2.000 toneladas

Concesionario del Dique Seco «NUESTRA SEÑORA DEL ROSARIO» (I. N. I.)



Apartado, 39. - CADIZ. - Teléfono 2259. - Dirección Telegráfica: "Astilleros"
Domicilio Social: MADRID - Zurbano número 70 - Teléfono 232791.

PHILIPS

UN RECEPTOR DE COMUNICACIONES. EXCEPCIONAL

BX 925 A

Seis márgenes de frecuencias que comprenden
210-540 Kc/s
1,45-32 Mc/s.
Recepción de ondas continuas, ondas continuas moduladas, telefonía y radiodifusión
Selectividad variable
Control automático de volumen
Sintonía por motor y manual
Supresor de ruidos
Funcionamiento a frecuencia fija sintonizada por cuarzo
Funcionamiento en dúplex a portadora interrumpida
Posibilidad de sincronización de dos receptores
Adaptables para funcionamiento en múltiplex, con el fin de evitar desvanecimientos en la señal

PARA APLICACIONES CIVILES Y MILITARES EN TIERRA, MAR Y AIRE

TELECOMUNICACION *y también...*
RADIO - LAMPARAS - RAYOS X - TELEVISION - CINE SONORO - AMPLIFICACION - GENERADORES A. F. APARATOS DE MEDIDA - ELECTROMEDICINA FLUORESCENCIA - ELECTRONICA - SOLDADURA

Solicite informes a:
PHILIPS IBERICA, S. A. E.
DEPARTAMENTO DE TELECOMUNICACION

PHILIPS

MADRID	BARCELONA	BILBAO	VALENCIA	LAS PALMAS	S. CRUZ DE TENERIFE
P.º de las Delicias, 65	P.º de Gracia, 11	Diputación, 8	Paz, 29	Triana, 132	Castillo, 41

PUB. RUESCAS

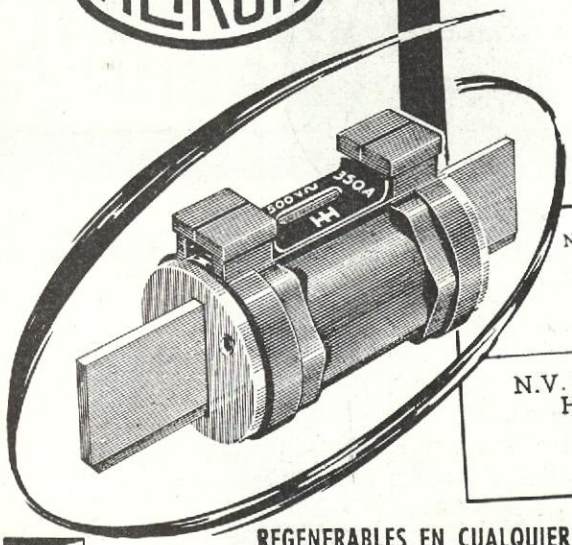
HAZEMEYER

MARCA REGISTRADA

Fusibles inexplosivos de alta capacidad de ruptura.

50.000 A. a 500 V.

METRON



LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING

SUPPLEMENT N.º 1 TO LIST OF APPROVED FUSES - NOVEMBER, 1953

Schedule A: Filled Cartridge Fuses

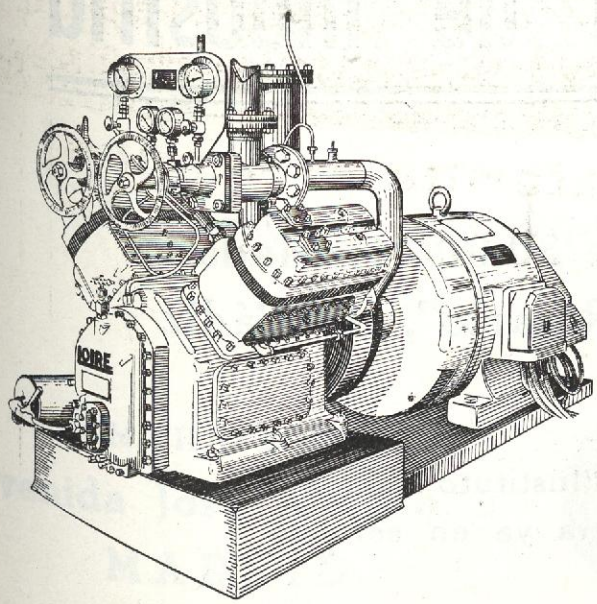
Approved for all types of vessels including those carrying oil having a flash point less than 150° F. (65.5° C.)

Name and Address of Manufacturer or Supplier. 1	Category of Duty (Appendix 5, Clause 2). 2	Manufacturer's Nomenclature and/or Distinguishing Marks. 3	Materials. 4	Nominal Rating in Amps. 5	Description 6
N.V. Hazemeyer, Hengelo, Holland	4	H.H. Type 92c	Moulded cartridge body	15 to 100	Black moulded base. Detachable handle.
	4	Type 92d		35 to 200	
	4	Type 92e		35 to 300	
	4	Type 92f		225 to 300	

REGENERABLES EN CUALQUIER FABRICA HAZEMEYER: ESPAÑA, HOLANDA, FRANCIA, INGLATERRA, BELGICA, etc.

FABRICADOS EN ESPAÑA POR S. A. E. METRON BARCELONA - MADRID
PL. CATALUÑA, 9 - MAESTRO VICTORIA 8

COMPRESORES FRANCESES "LOIRE" SERIE FA., PARA NH_3 Y F-12



TIPO	Producción frigorífica a + 25° — 10°C (NH_3)	Velocidad r. p. m.
2 FA 160	120.000 fg./h.	950
3 FA 160	180.000 "	950
4 FA 160	240.000 "	950
6 FA 160	360.000 "	950
8 FA 160	480.000 "	950

Idóneos para instalaciones frigoríficas a bordo.

Ocupan poco espacio.

Son ligeros y de un funcionamiento seguro.

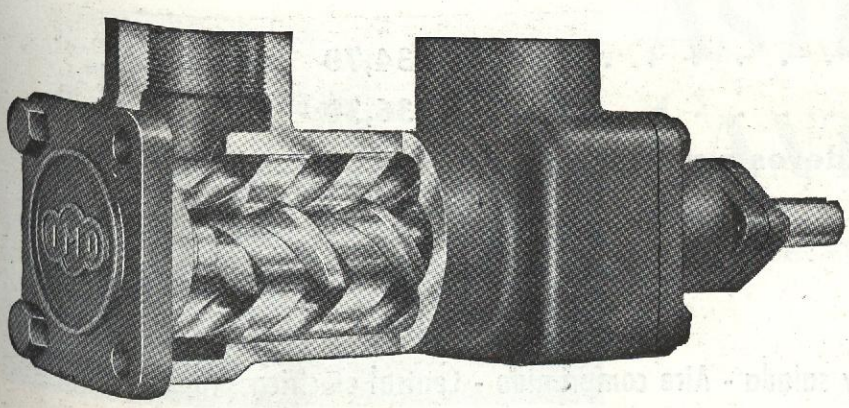
Son baratos (consulten precio sin compromiso).

Representante para España del Material Frigorífico «Loire»:

COMERCIAL INDUSTRIAL PALLARÉS, S. A.

Princesa, 13 **MADRID** **Teléfono 31 42 00**

BOMBAS IMO



El grabado reproduce los elementos fundamentales de IMO, integrados por un tornillo central y dos tornillos laterales.

CARACTERISTICAS

ALTO RENDIMIENTO, hasta 90 %
SENCILLEZ Y SEGURIDAD
ALTA VELOCIDAD
ALTA PRESION, hasta 175 kg/cm²
MARCHA SUAVE Y SILENCIOSA
AUTOASPIRANTE

PARA ACEITES Y TODA CLASE DE LIQUIDOS LUBRICANTES - ADECUADAS PARA TODA CLASE DE PRENSAS HIDRAULICAS - INDISPENSABLES PARA ENGRASE DE MOTORES DIESEL Y TURBINAS DE VAPOR, ETC.

ADOPTADAS EN LAS MARINAS DE GUERRA DE: SUECIA, NORUEGA, DINAMARCA, HOLANDA, INGLATERRA, ITALIA, U. S. A. y JAPON

Caudales desde 5 hasta 10.000 lit/min., y presiones hasta 175 kg/cm².

EXISTENCIAS EN ALMACEN DE MADRID

Representante exclusivo: ROBUR, S. A. de Maquinaria (antes DE LAVAL, S. A. E.) - Juan de Mena, 8 - MADRID

Instituto Nacional de Industria

Dique seco de carena de 30.000 toneladas, "Nuestra Señora del Rosario", de Cádiz

Este dique, propiedad del Instituto Nacional de Industria, se encuentra ya en servicio

Es el dique mayor de España, con capacidad para cualquier buque de guerra o mercante español, pudiendo también vararse en el mismo casi todos los buques de gran porte de las Marinas extranjeras

Las características principales son:

Eslora útil	**234,70**	**metros**
Manga máxima	**36,30**	"
Calado sobre picaderos a media marea.	**8,06**	"

Servicios de agua dulce y salada - Aire comprimido - Central eléctrica propia
Varadas - Limpieza y pintado de fondos - Reconocimientos - Reparaciones

Para solicitar servicios o informes, dirigirse a:

Dique seco de carena de 30.000 tons., «Nuestra Señora del Rosario», de Cádiz,

o a la Delegación de la Empresa Nacional Elcano en Cádiz: Avenida del Puerto, 1

Constructora Nacional de Maquinaria Eléctrica, S. .A

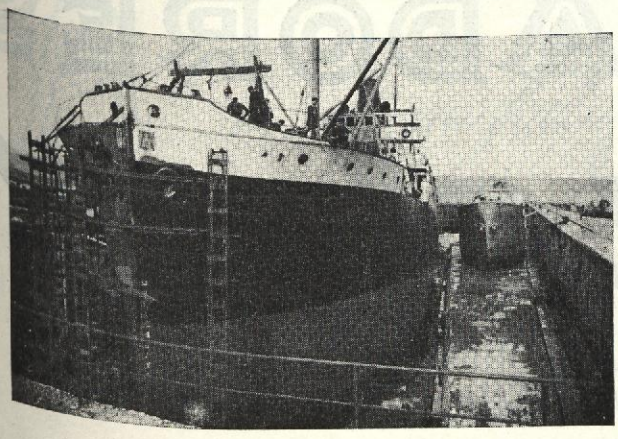
CENEMESA

Licencias y Procedimientos **WESTINGHOUSE**

DOMICILIO SOCIAL:
Avenida José Antonio, 7
MADRID

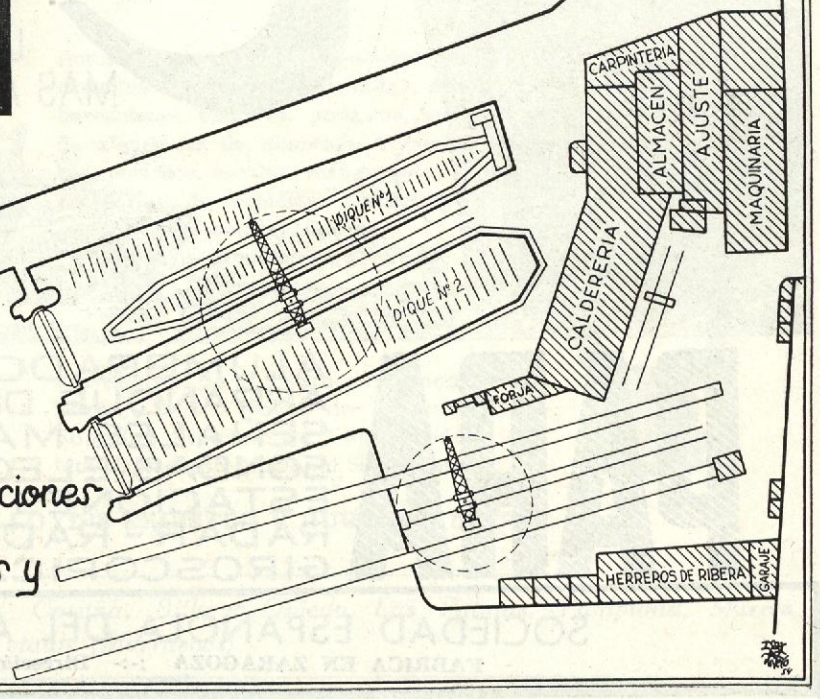
SUCURSALES EN:
BILBAO - BARCELONA
SEVILLA - VALENCIA

FABRICAS EN: **CORDOBA y REINOSA** - Telegramas y Cables: «CENEMESA»



ASTILLEROS del CANTABRICO

TELEFONOS: 2000-2001-2002 Y 2342
APARTADO Nº 319 - GIJÓN



Gradas, diques y varaderos para la construcción y reparación de buques hasta de 8.000 toneladas.

Fundición, construcciones metálicas, máquinas, calderas y reparaciones en general.—

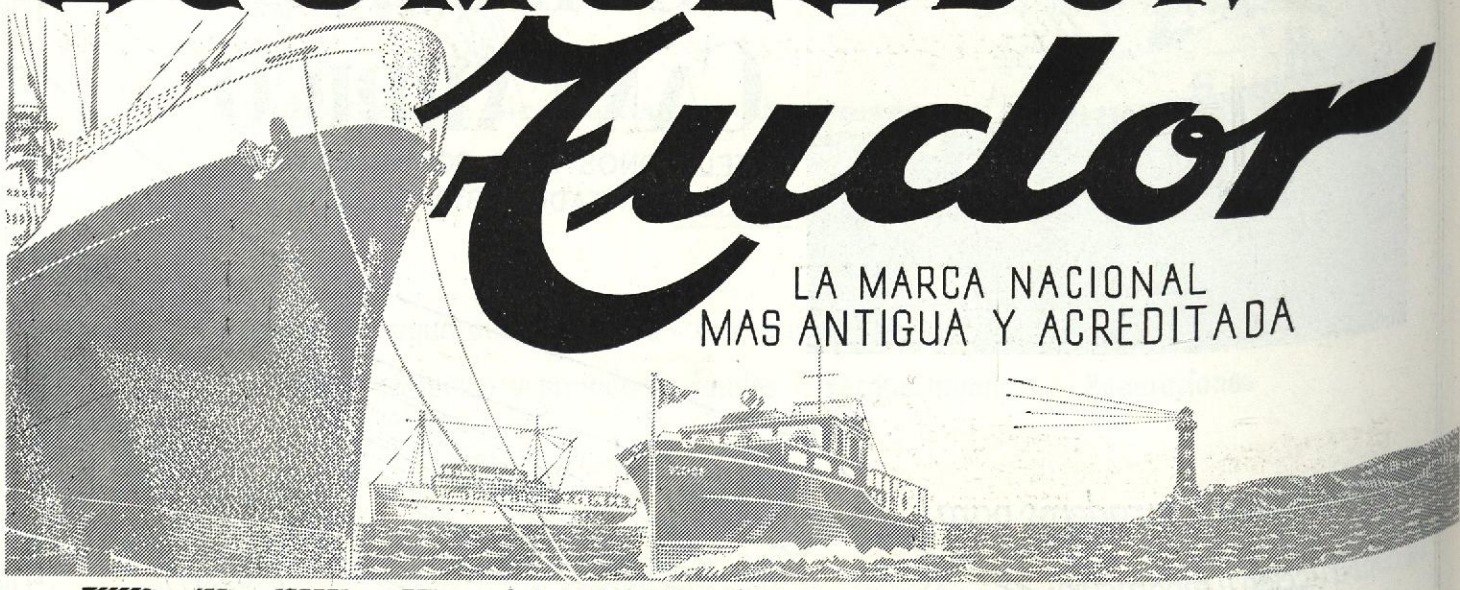
COMPAÑIA EUSKALDUNA
de Construcción y Reparación de Buques

Plaza del Corazón de Jesús, núm. 2
Apartado de Correos 261

BILBAO

ACUMULADORES
Tudor

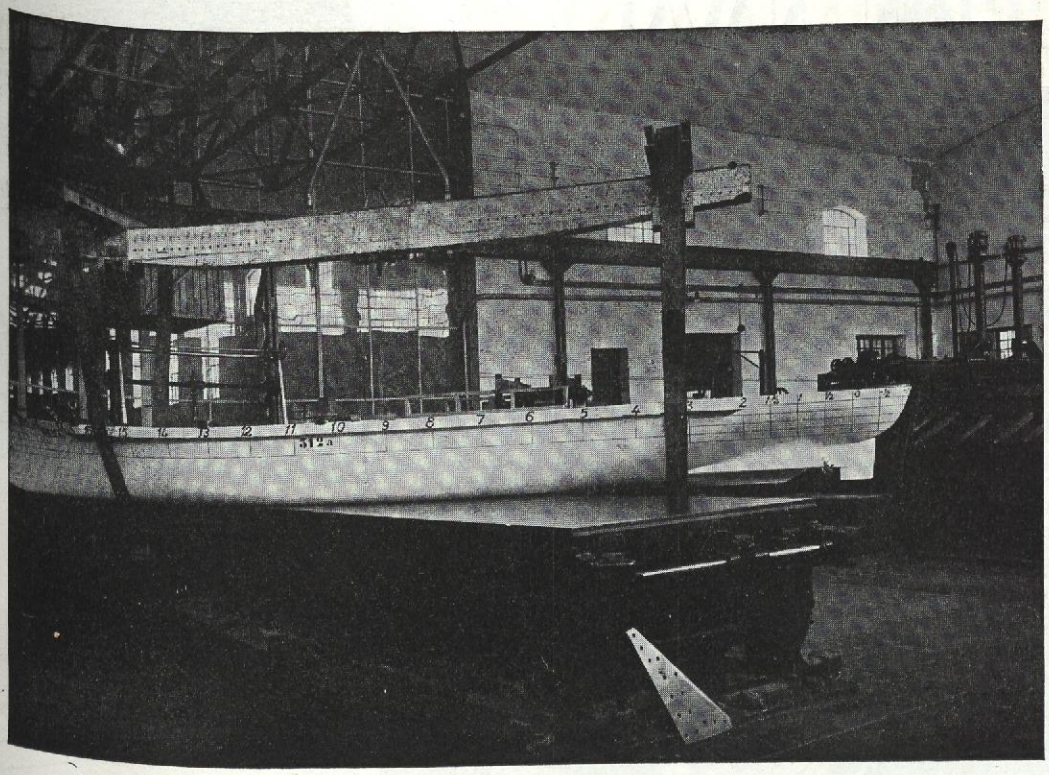
LA MARCA NACIONAL
MAS ANTIGUA Y ACREDITADA



PARA
ALUMBRADO DE BARCOS
ARRANQUE DE MOTORES MARINOS
SEÑALES MARITIMAS
SONDAS ELECTRICAS
ESTACIONES RADIOTELEGRAFICAS
RADAR - RADIOGONIOMETROS
GIROSCOPICAS, ETC.

SOCIEDAD ESPAÑOLA DEL ACUMULADOR **TUDOR**
FABRICA EN ZARAGOZA :-:- Dirección: Gaztambide, 49 - MADRID

CANAL DE EXPERIENCIAS HIDRODINÁMICAS: EL PARDO (MADRID)



DIMENSIONES PRINCIPALES:

Longitud.... 210 mts.
Anchura.... 12,50 »
Profundidad. 6,50 »

Ensayos de todas clases con modelos de buques.

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

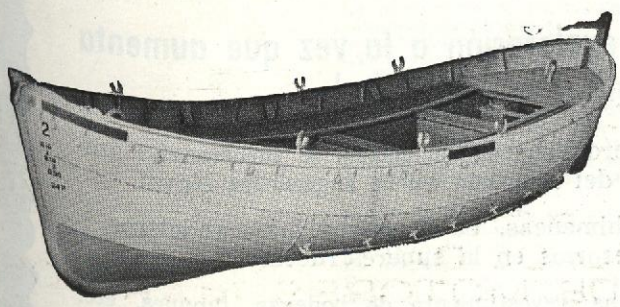
Estudio de modificaciones de buques ya en servicio, para mejorar económicamente su explotación.

MMMSA

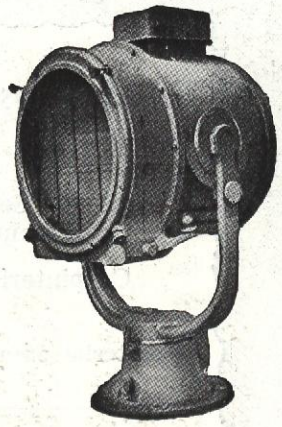
Manufacturas Metálicas Madrileñas, S. A.

(ANTES MANUFACTURAS DE ALUMINIO, S. A.)

FÁBRICA Y OFICINAS CENTRALES: MADRID
TENIENTE CORONEL NOREÑA, 26 - APARTADO 660 - TELÉFONO 28-15-00.



Botes salvavidas con propulsores accionados a mano (Pat Fleming), embarcaciones menores, piraguas, etc., de aleaciones de aluminio. Candeleros, portillos, escalas, manguerotes y accesorios de cubierta, construídos en aleaciones ligeras.
Maquinaria auxiliar para buques.
Proyectores.

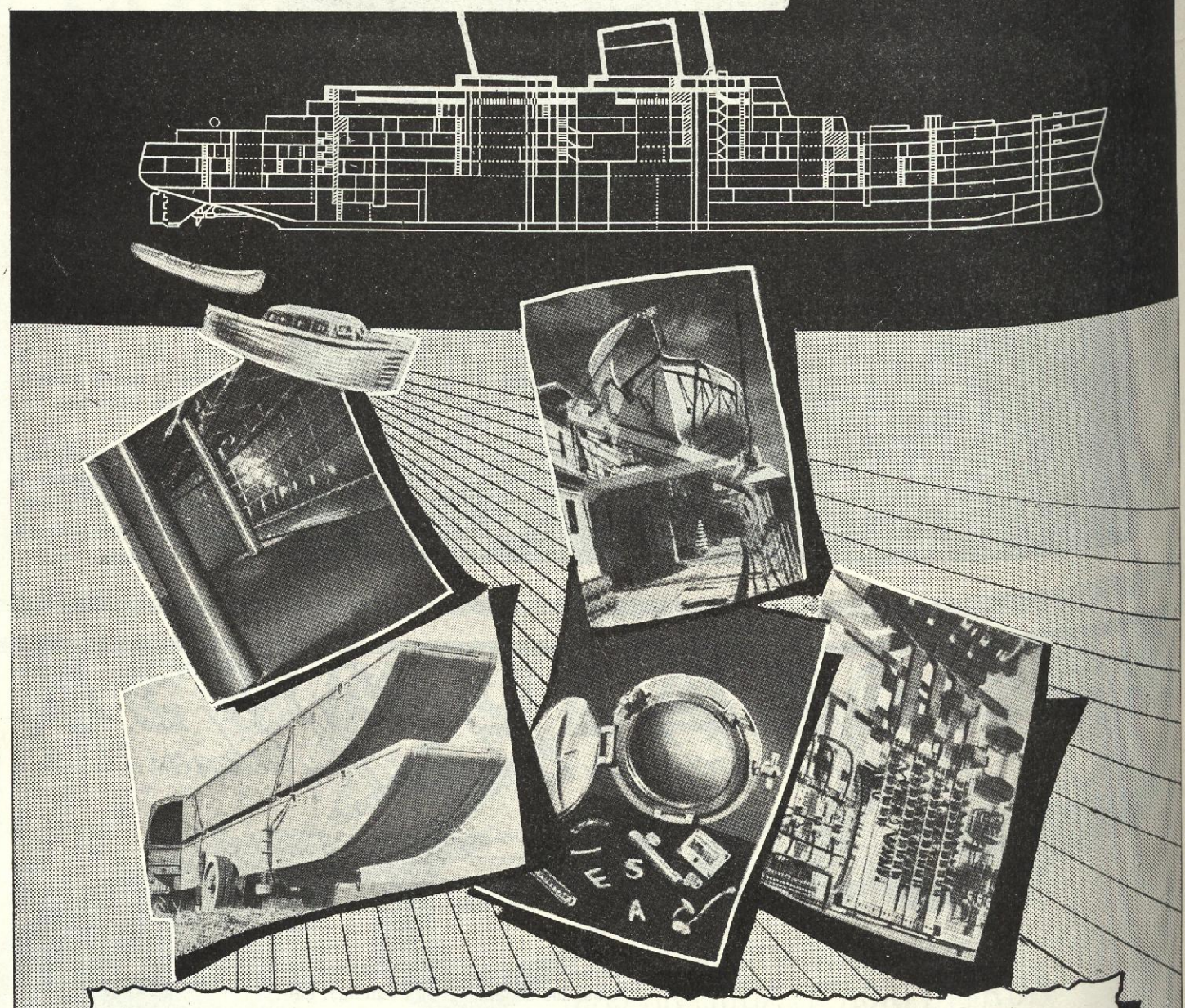


Proveedores de la Empresa Nacional Bazán, Unión Naval de Levante, Sociedad Española de Construcción Naval, Empresa Nacional Elcano, etc.

Máquinas aprobadas por el LLOYD'S REGISTER Y BUREAU VERITAS.

SUCURSALES: Barcelona, Valencia, Sevilla, Coruña, Bilbao, Oviedo, Las Palmas, Pamplona, Murcia y Tetuán (Marruecos)

EL ALUMINIO Y SUS ALEACIONES
son cada día de mayor uso en la
CONSTRUCCION NAVAL



Reduce los costos de entretenimiento y explotación a la vez que aumenta la capacidad de carga útil y la estabilidad.

Nuestros Servicios Técnicos, sin ningún compromiso por su parte, le informarán ampliamente sobre el uso y comportamiento del aluminio en la Ingeniería Naval.

Carpintería metálica, portillos, claraboyas, chimeneas, botes salvavidas, candeleros, manguerotes y toda clase de accesorios en la superestructura.

Material para barcos de pesca: Viveros de sardinas, revestimiento de bodegas, tanques, etc.

ALUMINIO ESPAÑOL. S.A

Villanueva, 14 - Apartado 367. - MADRID

Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

Fundador: AUREO FERNANDEZ AVILA, Ingeniero Naval

Director:

AÑO XXIII — MADRID, SEPTIEMBRE DE 1955 — NUM. 243

Sumario

Páginas

The latest diesel engine progress, by *H. Andressen*, Vice-President, in charge of diesel engine design Burmeister and Wain, Ltd. Copenhagen, Denmark 568
El proyecto de un buque desde el punto de vista de su utilización económica, por *Manuel Costales Gómez Olea*, Ingeniero Naval 584
Tendencias y desarrollo de la maquinaria principal marina, por el *Dr. Dorey*, Inspector General del Lloyd's Register 602

INFORMACION LEGISLATIVA

Ministerios de Educación Nacional y de Industria 615
Jefatura del Estado 615
Ministerio de Marina 615
Presidencia del Gobierno 616
Administración Central 616
Ministerio de Trabajo 616
Ministerio de Comercio 616
Ministerio de Industria 618

INFORMACION PROFESIONAL

Una experiencia sobre formación acelerada de personal.—Aplicación del método R. B. B. de formación de operarios en los astilleros de Sevilla, de la Empresa Nacional «Elcano». 619
Sobre las instalaciones frigoríficas a bordo de los barcos 626

Revista de Revistas 632

INFORMACION GENERAL

Extranjero.—Los fruteros rápidos franceses «Hebe» y «Boree» 643
Botadura en Francia de dos cargueros para Rusia 645
Construcción de un trasatlántico francés para la línea de Norteamérica 645
Entrega del petrolero noruego «Vespasian» 645
Botadura del paquebot turco «Akdeniz» 645
Botadura del petrolero «Perseus» 645
La producción de los astilleros Gotaverken en 1954 646
Limpieza de fondos en los buques mediante vibraciones ultrasónicas 646
Importantes pedidos para los astilleros franceses 646
Las construcciones navales militares autorizadas en los Estados Unidos para el período 1955-56 648
Intensa actividad en los astilleros italianos en el primer semestre de 1955 648
Perspectivas de la aplicación de la energía nuclear a la propulsión naval 649
Nueva compañía petrolera inglesa 649
Nuevas Reglas adicionales del Lloyd's Register para la construcción de petroleros 650
Conferencia Internacional sobre los métodos no destructivos para el estudio y la comprobación de los materiales. Bruselas, 1955 650

Nacional.—El precio del acero nacional 651
El equipo propulsor de los remolcadores de alta mar de la Marina de guerra «RA-1» y «RA-2» 651
La producción de acero en España 651
Exportación de buques pesqueros 651
Asociación de Ingenieros Navales.—Becas del Servicio de Intercambio Académico Alemán. 652
Pruebas de mar del cazasubmarinos «Meteoro» 652

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

Suscripción: Un año para España, Portugal y países hispanoamericanos, 180 ptas. Un semestre, 100 ptas. Demás países, 240 pesetas (franqueo aparte).

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

THE LATEST DIESEL ENGINE PROGRESS (*)

H. ANDRESEN

Vice-President, in charge of diesel engine design
Burmeister and Wain, Ltd. Copenhagen, Denmark

In 1939, just before the war, the European countries had a merchant fleet totalling 41.3 million gross tons of which 72 per cent were steamers and 28 per cent motor vessels. The corresponding figures for the Scandinavian countries were 7.2 million gross tons-46 per cent steam and 54 per cent diesel.

The reconstruction and extension after war has brought the total European merchant fleet up to 45.2 million gross tons in 1954 of which 51 per cent are steamers and 49 per cent motor vessels.

The corresponding figures for the Scandinavian countries are 10.3 million gross tons-23 per cent steam and 77 per cent diesel.

As appears from these figures, shown in Fig. 1, a considerable development and a noteworthy increase in the use of diesel engine plants in merchant ships has taken place.

During the years after 1912, when the first ocean-going motor ship "Selendia" was put in service, until the outbreak of the last war-for well over 25 years-European owners had, to a greater or smaller extent, gathered experience with diesel-engined ships, and had opportunity to compare service results from motorships and steamships.

During this period the engineering industry, co-operating with the European shipyards, was able to supply diesel or steam propelling machinery in sufficient number to allow the owners to choose the kind of machinery preferred. Furthermore, it was usually possible to get the sufficient skilled staff for operation and maintenance of diesel as well as steam plants.

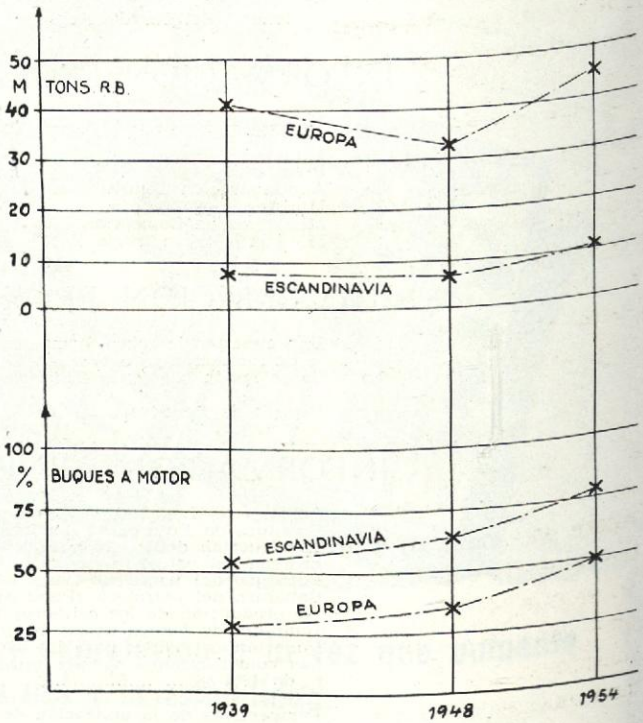


Fig. 1

When the diesel engine, from this position, has succeeeded in achieving extended use, it is due to the fact that owners feel convinced that diesel-engined ships generally give the best possibilities of obtaining satisfactory economic re-

(*) Memoria presentada en el V Congreso de Ingeniería Naval, mayo 1955.

sults, competitiveness, and consequently independence.

On looking into the matter, it seems as if in countries having an important navy with great influence, development has been more slow than elsewhere, undoubtedly because the navies in general have been steam-minded—partly because the special demands of the navy in many cases could only be met by steam plants.

The latest diesel engine progress—turbocharging of 2-stroke engines in connection with use of boiler oil—is an important factor to hold and further strengthen the present position of the diesel plants, for which in any case the following demands will have tobe met in a satisfactory way:

Reliability in service.
Easy overhaul and maintenance conditions.
Fuel and lubricating oil economy.
Smallest possible length and weight.
Ever increasing outputs.

During the period 1930 to 1940 the engines we supplied—with the exception of a small number of 4-stroke engines with supercharge—were single-acting, 2-stroke, trunk piston engines with exhaust valves, and double-acting, 2-stroke engines for which the diameter of the exhaust pistons was smaller than the diameter of the main piston. The highest outputs for continuous service to be obtained per cylinder with these engine types were 600 bhp at 150 rpm and 1280 bhp at 125 rpm respectively. The trunk piston engines were built with up to 12 cylinders, and the double-acting engines with up to 10 cylinders.

The double-acting engine type had certain good qualities, but also some weak points. During the years before the war, this engine therefore was built in a simplified desing having the same diameter of exhaust and main pistons, an engine which compared with the previous type gave increased reliability in service and considerably better facilities for overhaul and maintenance.

In the same period an interest was shown in a single-acting, 2-stroke crosshead engine as a supplement to the single-acting, 2-stroke trunk piston engine in order to obtain a better lubricating oil economy and a higher cylinder output than the trunk piston engines, and at the same time greater reliability in service and better conditions for overhaul and maintenance than for the double-acting engines.

This development resulted in the two B&W crosshead engine types, one with exhaust valves (Fig. 2) as in the trunk piston engines, and

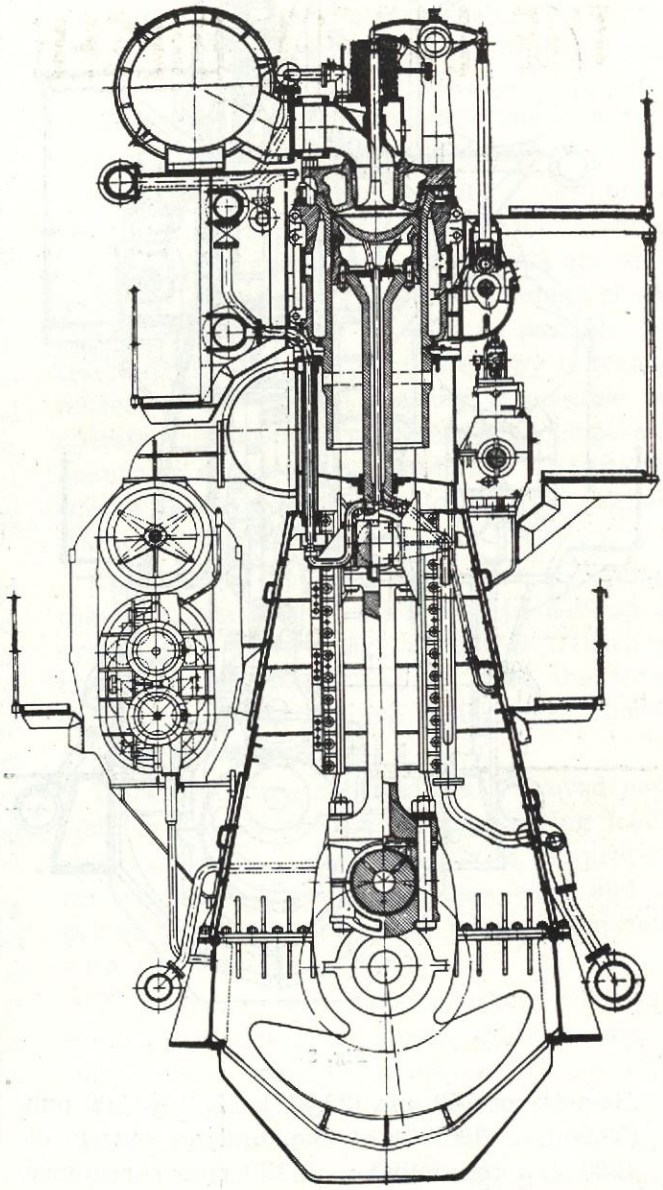


Fig. 2

the other with exhaust pistons (Fig. 3) connected to eccentrics on the crankshaft as in the double-acting engines. The most extensively used engine size of the first type has a cylinder diameter of 740 mm (29.3″), 1600 mm (63″) stroke, and an output of 920 bhp per cylinder at 115 rpm in continuous service. The prevalent engine size of the latter type has a cylinder

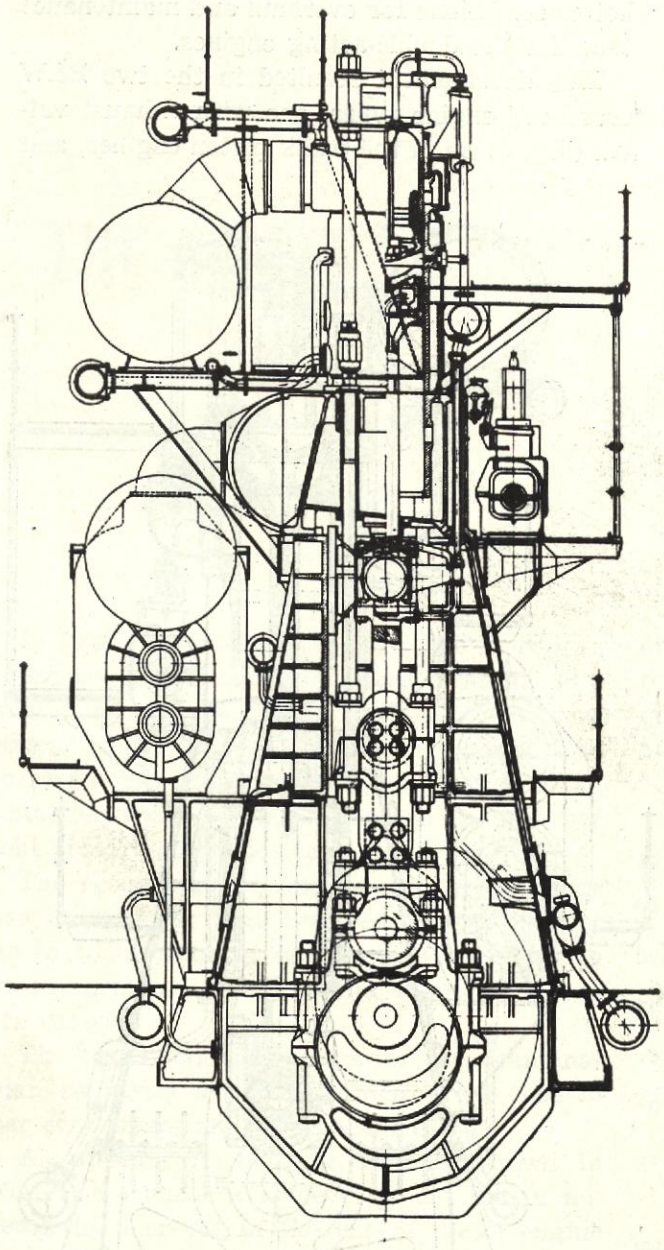


Fig. 3

diameter of 750 mm (29.53″), 1500 + 500 mm (59.06″ + 19.69″) stroke, and an output of 1230 bhp per cylinder at 120 rpm continuous service.

Characteristic for both of these engine types are the uniflow scavenging, the large ratio between stroke and cylinder diameter, and the complete separation of the cylinders from the crankcase.

On our 2-stroke engines we always have rotary blowers placed on the rear side of the engine and driven from the crankshafts by gearwheels or chains, which arrangement gives short engines.

Through uniflow scavenging in connection with an effective and simple injection system, a high loadability is obtained. The stated outputs for continuous service correspond to an indicated mean pressure of 6.5 kilos/sq.cm (92.5 lbs/sq.inch), which is very moderate for these engines which can be loaded up to 7.5 to 8 kilos/sq.cm (106.7 to 113.8 lbs/sq. inch) under retention of a good, smokeless combustion. Furthermore, through uniflow scavenging the consumption of cylinder oil is reduced to a minimum because no oil is lost with the exhaust, as is the case of loop scavenging.

The large ratio between stroke and diameter of 2.2 and 2.7 respectively for the engines in question, which is possible in uniflow scavenged engines, affords, at the moderate number of revolutions desirable for good propulsion efficiency, the best conditions in respect of small number of cylinders and reduced lengths and weights of the engines.

By the complete separation of the cylinders from the crankcase, in connection with short cylinders as well as short pistons, a moderate dismantling height is obtained and a simple and cheap design of cylinders and pistons. Furthermore, the risk of combustion products penetrating from the cylinders into the crankcase and contaminating the circulating oil is eliminated, and this arrangement also prevents circulating oil being brought from the cankcase into cylinders and scavenging air spaces.

With these crosshead engines a remarkable reliability under widely different service conditions has been obtained. Cracks in cylinder covers, cylinders or pistons, or difficulties with the exhaust valves, practically never occur. The piston rings in some plants are breaking too often, whereas in other plants their durability is satisfactory. The cause of this difference in the various plants is being investigated to get to the root of this matter.

As regards overhaul and maintenance, these engine types are most satisfactory. Piston overhauls can be carried out without difficulty in about 6 to 8 hours—in engines with exhaust pistons perhaps somewhat quicker than in engines with exhaust valves. The cylinder liners, which, especially in the engines with exhaust valves, are of very simple design and therefore very reasonably priced, may be replaced during

normal piston overhauls. It therefore is not necessary to take a ship out of service in order to change cylinder liners, as was often the case previously.

The exhaust valves do better than those in the 4-stroke engines, and at overhauls they only require an ordinary grinding and once in a while a slight truing up on a lathe.

To avoid burning of the piston crowns it is important that the circulation of cooling oil is effective and that the cooling space is kept clean of oil coke.

The cylinder wear is much influenced by service conditions. To keep it moderate, it is necessary that cylinder liners and piston rings are made of suitable materials, that the cylinder walls are kept at an adequate high temperature, and in some cases the use of special cylinder oils with additives may be advisable. It is of course important to ensure good combustion conditions by keeping the piston rings and fuel oil injection system in order.

The cylinder liners are made of a special cast iron alloy with vanadium and when using diesel oil the wear normally will be 0.2 mm (7.8 thousandth parts of inches) or less per 1,000 hours.

In some plants chomium-plated cylinder liners have been used. The wear on such liners has been about ½ of the average on liners without chromiumplating, i. e., corresponding to the best results obtained with these.

Regarding economy in fuel and lubricating oil it may be mentioned that for the crosshead engines the fuel oil consumption at full load is about 162 grammes per bhp-hour (0.357 lbs/bhp-hour) and the lubricating oil consumption about 0.4 grammes per bhp-hour (0.9 lbs/1,000 bhp-hour) about $^2/_3$ of which is cylinder oil and the rest circulating oil.

Even with the very low lubricating oil consumption of these engines the expenses for lubricating oil are about one and a half times greater than those for cylinder liners. For a trunk piston engine or an engine with loop scavenging, in which the cylinder liners are more complicated and thereby more expensive, there morcover will be a lubricating oil consumption 2 ½ to 3 times greater than that of engines with uniflow scavenging. In trunk piston engines cylinder wear of about half that of a crosshead engine may frequently be obtained, but total expenses for lubricating oil and cylinder liners ordinarily will be higher for trunk piston engines than for crosshead engines.

The latest development of the B&W diesel engine is the introduction of the B&W turbocharging system to the the 2-stroke engines. This significant progress, which must be considered the most important during the past 25 years, was reached after comprehensive experiments which were started already during the war.

On the basis of the experiments, a pulse principle is used, according to which up to three cylinders with equal ignition intervals are connected to a common turbine inlet through short pipes having as small volumes as possible. In this way the greatest possible energy is transmitted to the turbine, making it possible to operate economically with relatively large air quantities and pressures, and thus by suitable timing to obtain a low heat load on the engine, and a low fuel consuption.

Right from the beginning, when designing these engines the intention was to develop a system with such a high degree of efficiency that the turbo-blowers could yield the total charging pressure and the chain driven blower could be eliminated.

This object was achieved, as it proved possible to operate the engines at varying loads and revolutions in accordance with the propeller law using the turbochargers only, and it proved possible to start the engine from cold with the turbochargers only.

These results were obtained after relatively small alterations of the normal B&W crosshead engines with exhaust valves as well as with exhaust pistons, and the progress may therefore be considered a normal and natural development of the existing B&W engine types (Fig. 4, 5 and 6).

The object of turbocharging is partly through the increase of charging air quantity and pressure to obtain an increased output of a given engine, and partly to ensure a reduction of fuel oil consumtion without increasing the thermal load and consequently the maintenance costs.

As to the energy consumption for the charging blower, the uniflow-scavenged engine is particularly advantageous as it demands a smaller

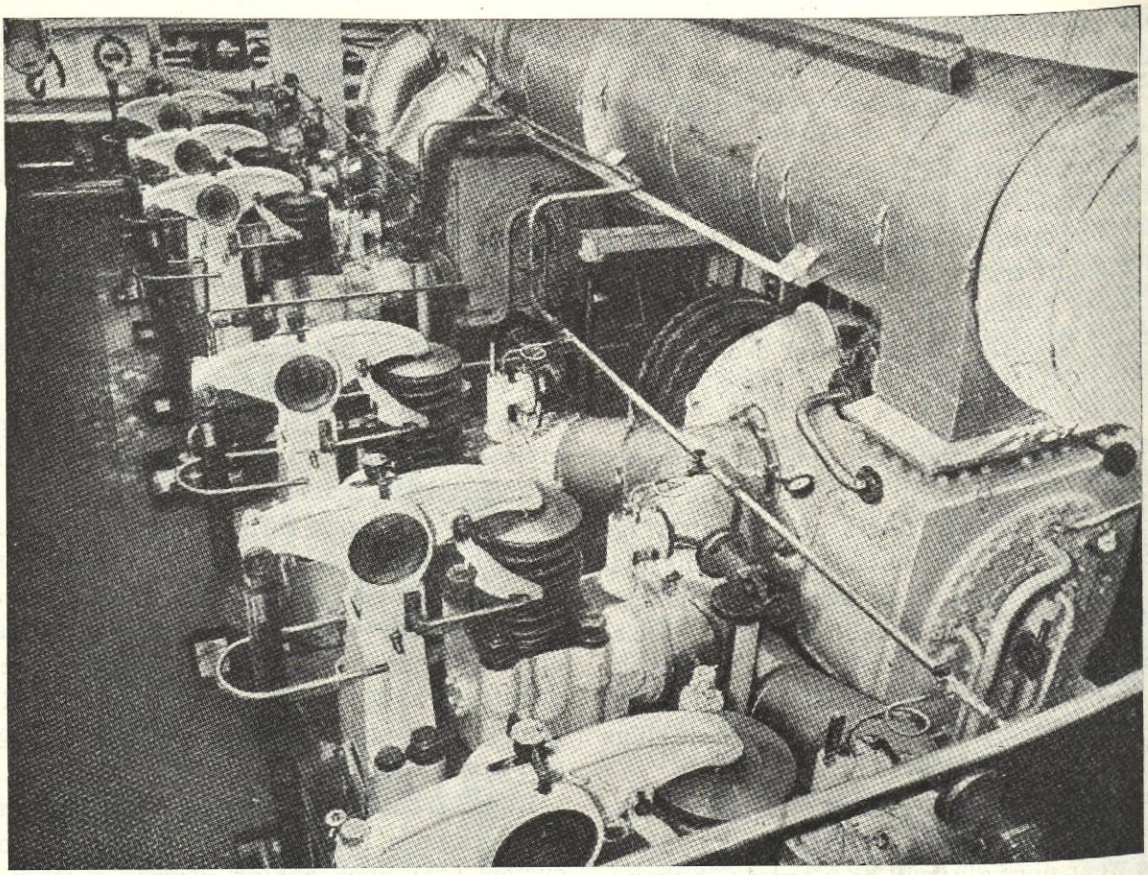


Fig. 4

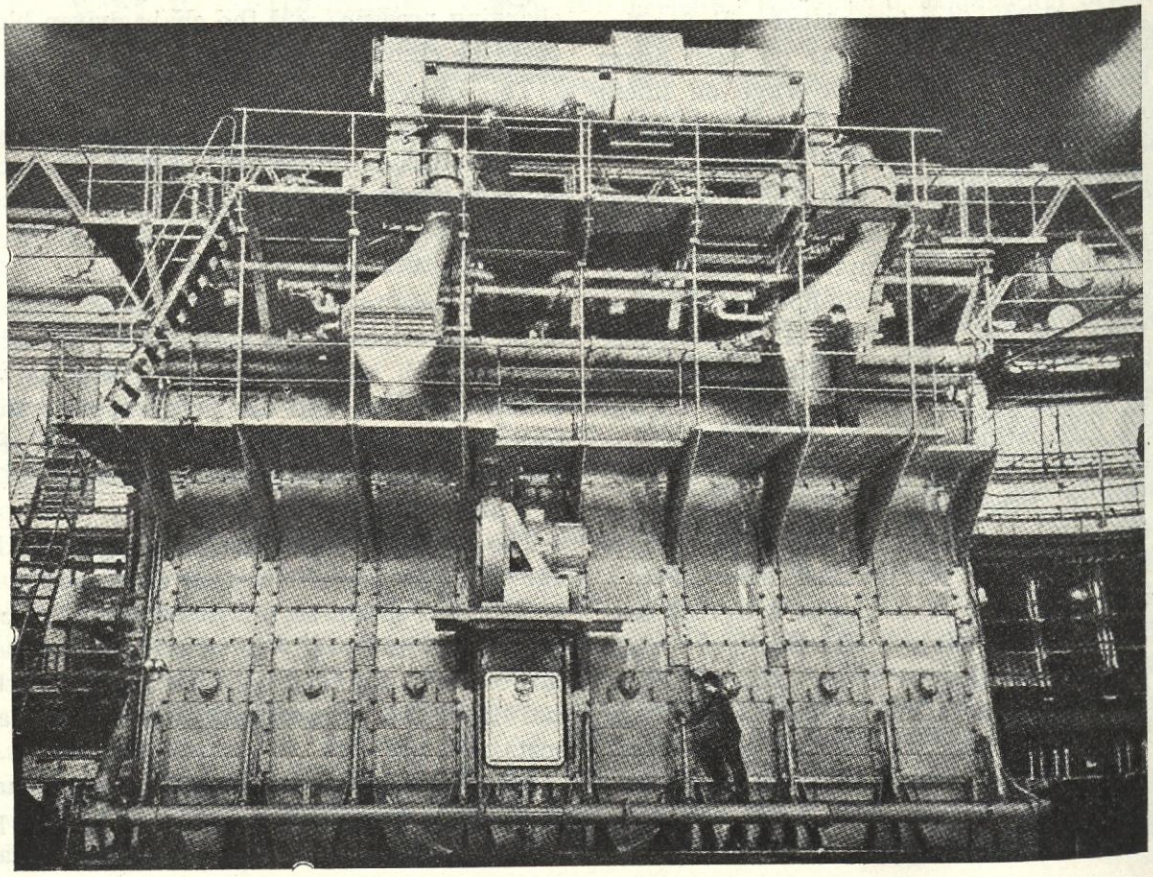


Fig. 5

amount of scavenging air to expel the combustion products than engines with other scavenging systems.

The air drawn from the engine room or from the outside is compressed in the turbo-blower and delivered to the air cooler, where it is cooled down to about 10° C. (18° F.) above sea water temperature; from the cooler the air passes to the scavenging space of the engine (Fig. 7). The exhaust gas is delivered through the exhaust valves or the exhaust ports to the turbine, the impellers of which are fitted on the same shaft as the blower wheel.

From the turbo-chargers the exhaust gas is expelled either through a silencer or through an exhaust boiler.

For turbocharged engines the exhaust temperature measured after the turbine will be practically the same as the exhaust temperature measured at the outlet on the manifold of an engine without turbo-charge. At a given engine output, therefore, the same amount of heat will be available for steam production in an exhaust gas boiler from a turbocharged and from a non-turbocharged engine.

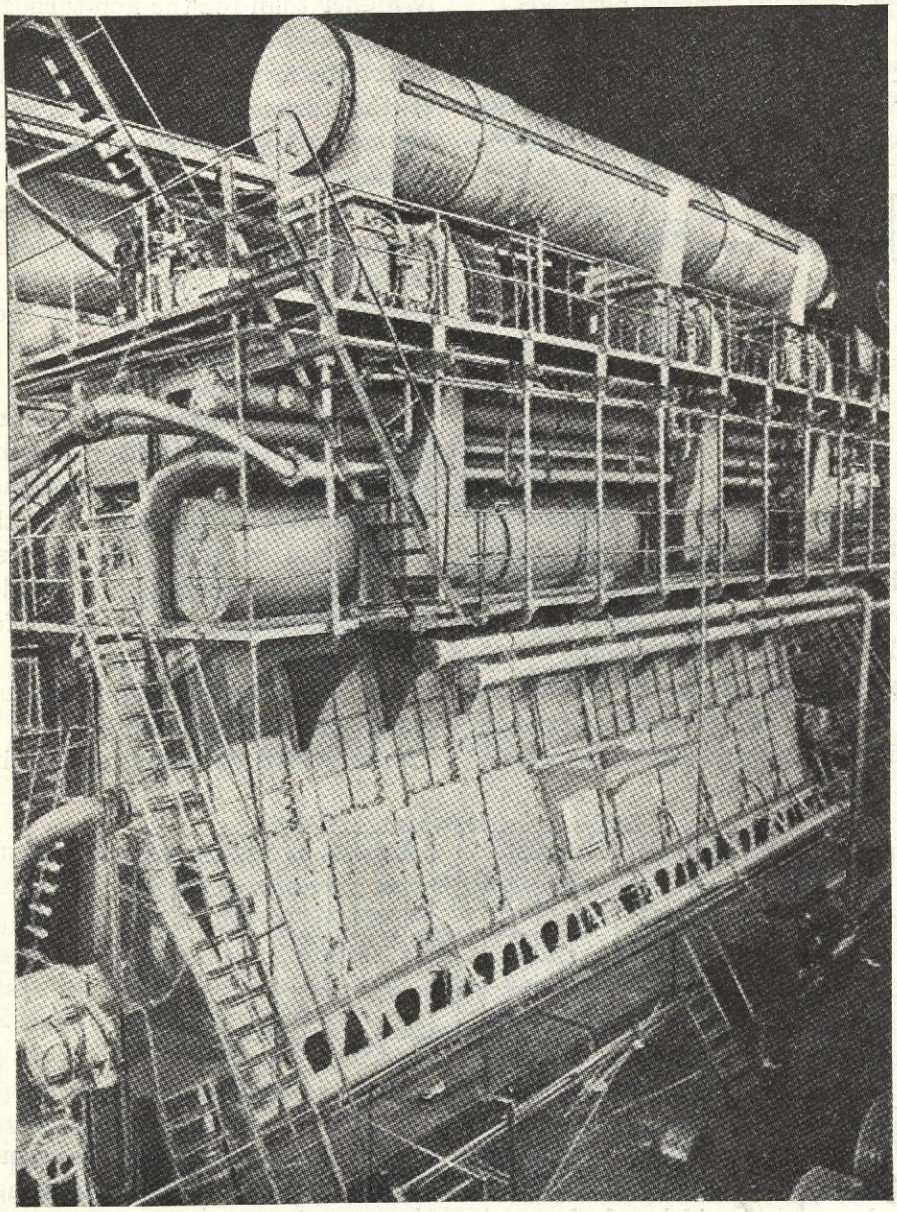


Fig. 6

The turbo-chargers are delivered by the ma-

nufacturers to our specifications so that the chargers in each individual case specially suit our engine and meet our demands to air quantity and pressure corresponding to the ratings of our engines.

We have so far used turbo-chargers from the

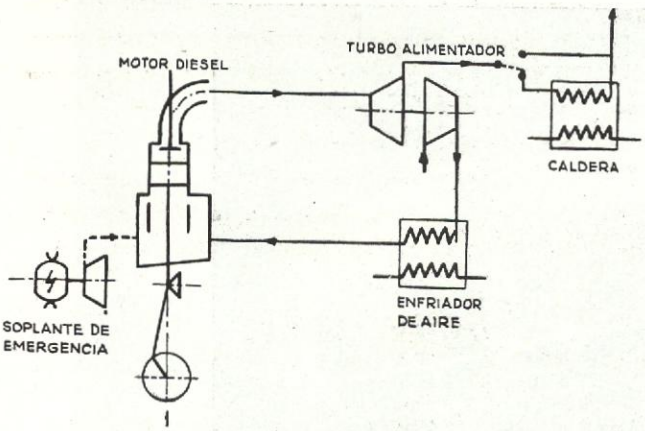


Fig. 7

following three manufacturers: Rateau of France, Napier of Great Britain, and Brown Boveri of Switzerland. The Rateau chargers have been provided with sleeve bearings, the other ones with roller and ball bearings.

The turbocharged engines may, if wanted, be equipped with an electrically driven emergency blower with which the engine can, for example, run at about 60 per cent of the normal number of revolutions in the unlikely case that both or all three turbo-chargers should break down simultaneously.

During the test running of the first engine, it was checked that the heat flow to the cooling water and cooling ail was the same for the turbocharged engine as for the normal non-turbocharged engine.

Fig. 8 shows the temperatures on the lower side of the cylinder cover. Those for the turbocharged engine are the lowest.

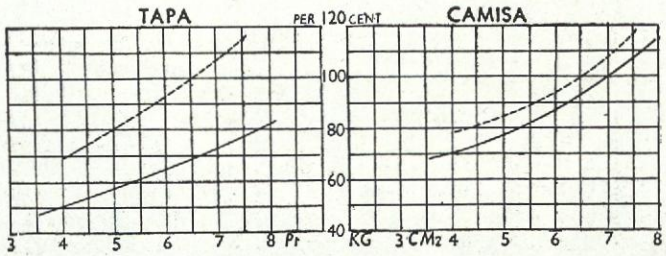
Fig. 9 also shows the temperature conditions for the cylinder walls; the temperatures were measured in line with the uppermost piston ring while the piston was in top position. The temperatures for the turbocharged engine at mip = 8 kg/sq. cm (114 lbs/sq. inch) are slightly higher than for the non-turbocharged engine at mip = 6.5 kg/sq. cm (93 lbs/sq. inch), the reason being that the uppermost piston ring of the turbocharged engine has been placed somewhat higher than in the non-turbocharged engines.

As the heat flow through the cylinder walls is the same for turbocharged and non-turbocharged engines, the amount of cooling water and lubricating oil as well as the coolers, piping, etc., for a given number of cylinders will also be the same in both cases.

Starting air receivers and compressors are dependent only on the number of cylinders, and the power consumptions for pumps and compressors will therefore be the same in both cases.

The total weight of the necessary auxiliary machinery per bhp is thus considerably lower for turbocharged plants than for the plants with non-turbocharged engines.

Fig. 10 shows the fuel oil consumption at varying loads corresponding to the propeller law. The improved consumption obtained compared



Figs. 8 y 9

to the consumption of the non-turbocharged engine is due to the increased mechanical efficiency owing to the elimination of the direct driven blowers.

The lubricating oil consumption per cylinder is practically unchanged, so the consumption is reduced from about 0.4 to about 0.3 gramme per bhp-hour (0.9 to 0.6 lbs/1,000 bhp-hour).

For the crosshead engine type with a cylinder diameter of 740 (29.13″) and 1600 mm (63″) stroke, the output for continuous service by turbocharging is increased to 1250 bhp per

cylinder at 115 rpm, corresponding to an effective mean pressure of 7.1 kg/sq. cm (100 lbs/sq. inch) and an indicated mean pressure of about 7.9 kg/sq. cm (112 lbs/sq. inch). The output of the turbocharged engine is thus increased by about 35 per cent in comparison with the non-turbocharged engine. For a welded engine the weight is reduced by about 25 per cent and the length by about 20 per cent. Furthermore, the fuel oil consumption, as previously mentioned, is reduced by about 5 per cent, and the lubricating oil consumption by about 25 per cent.

As the saving that can be obtained by burning boiler oil in the engines is very great compared to the expenses for lubricating oil and cylinder liners, the use of boiler oil generally will be of advantage to the owners, even if it should necessitate the use of special, more expensive, lubricating oils with additives, and even though it involves a considerably increased wear on cylinder liners and piston rings, and more maintenance work.

To make it possible to use boiler oil with good results, the diesel engines, in the first place, must have superior combustion properties and consequently high loadability. In the second place, the fuel injection system must be simple, easy to adjust, and easy to averhaul on board. If these requirements are fulfilled, the coke formation and consequent difficulties will be kept at a minimum.

When burning boiler oil in trunk piston engines there is a risk, partly that circulating oil taken into the cylinders by the pistons under influence of the often very sulphurous combustion products gives rise to the formation of lacquer and abnormal quantities of sludge or coke, and partly that the circulating oil in the crankcase deteriorates through the penetration of combustion products.

Crosshead engines for burning boiler oil therefore should be designed with complete separation between cylinders and crankcase, whereby, as previously mentioned, the risk of the above inconveniences is eliminated.

The greatest disadvantages when using boiler oil are generally that the wear on cylinder liners is increased, and that piston rings are worn and broken to a greater extent thant when using diesel oil.

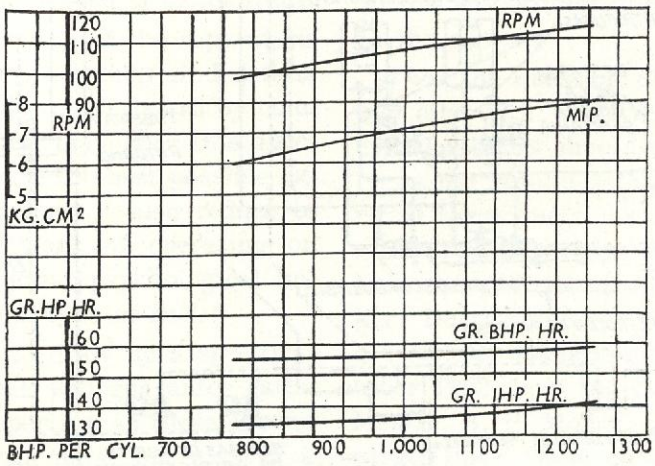


Fig. 10

To reduce the importance of these disadvantages it is necessary that piston overhauls can be carried out easily and that the cylinder liners are of a simple design, not too expensive, and easy to replace, and that a piston can be overhauled within a normal working day of 8 hours.

The previously mentioned crosshead engines satisfy these demands.

Our standard installation for boiler oil, the schematic arrangement of which is shown in Fig. 11, is so arranged that diesel oil may be used, and it is possible to operate the main engine on boiler oil. Should the owner unfortunately be supplied with a particularly bad quality of boiler oil which cannot even be burned in the slow-running main engines, it will be possible to change over to diesel oil, an the boiler oil may be pumped ashore at the first opportunity.

Auxiliary engines, which normally run at a relatively high number of revolutions, will of course be more sensitive to poor quality boiler oil than the main engines, and therefore normally it would be an advantage to use boiler oil for the main engines and diesel oil for the auxiliary engines, the consumption of which is normally only a few per cent of the total consumption.

The main engine is manoeuverable in the normal way without difficulty when running on boiler oil heated to the right temperature. However, we recommend the use of diesel oil during manoeuvering and navigation in waters where unforeseen stops of long duration may occur, so that the risk of boiler oil freezing in the fuel oil system is avoided.

Furthermore, the engine should be changed over to diesel oil some time before a long stop, whereby the risk of corrosion in the cylinder, piston rings, and fuel oil system is reduced. This change-over from boiler oil to diesel oil and vice versa is very simple, carried out by a single lever on the engine.

The fuel valves are cooled, the cooling medium being diesel oil, the temperature of which is regulated by a fuel oil cooler arranged between the service tank for diesel oil and the engine. The cooling oil is circulated e. g. by an electric pump.

Boiler oil must be kept at a temperature of 60° C. (140° F.) in the settling and service tanks. It must be possible to heat the boiler oil to 70-80° C. (160-175° F.) before it passes through the separator, and to 100-120° C. (210-250° F.) before it enters the engines. The surplus oil from the fuel pumps is led into a venting tank at the side of the boiler oil service tank. In the pipe connection between the two tanks, a flowmeter may be fitted for measuring fuel oil consumption of the engines.

During normal service the priming pumps of the engine will pump the boiler oil up to the fuel pumps through a felt filter and a heater. Furthermore, the piping arrangement includes an electric pump, which during short stops can circulate the boiler oil up to the fuel pumps and during an unexpected stop of long duration can pump the boiler oil out of the pipe system and fill it with diesel oil.

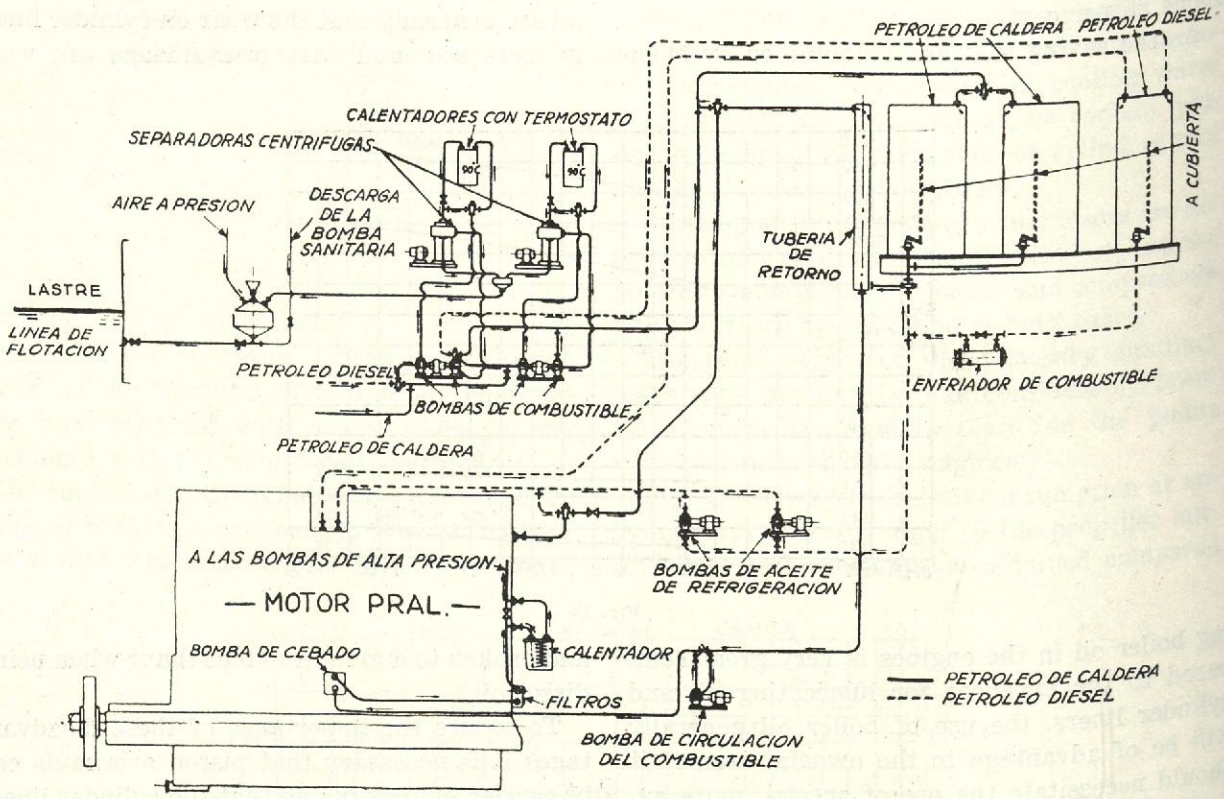


Fig. 11

The tanks mentioned, and the pipe system up to the fuel pumps of the engines, are lagged.

Besides settling tanks, the installations for purifying the fuel oil include an ordinary separator for diesel oil and two special self-cleaning separators for boiler oil.

The results of the purification depend not only on the temperature of the oil, but also on the flow rate through the separators. To obtain the best possible purification of boiler oil, which may contain a large amount of impurities, we recommend using the two self-cleaning separators in parallel, and to keep them running day and night, whereby the flow rate is the lowest possible. The separators can be run continuously for weeks without need of dismantling.

By the automatic cleaning of the separators, the sludge is passed into a special sludge tank from where it can be blown overboard by compressed air or water. Not only does this automatic arrangement ensure the best possible exploitation of the separators, it also reduce to a minimum the extra work of operating on boiler oil, which is of great psychological importance when using this type of fuel.

It is hardly possible to draw up a specification for boiler oils which will guarantee satisfactory combustion properties, as these depend not only on the analysis data, but also to a great extent on the origin and treatment of the oils. It is obvious, however, that minimum demands for boiler oils would unavoidably bring about an increase in the oil price, whereby the only advantage owners have through the use of boiler oil would be reduced or lost.

Under the existing conditions it seems that the only classification of boiler oils is based on viscosity, and this is generally satisfactory to owners as well as engine makers, provided they both realize that the service results, apart from heating and purifying, depend also on properties of the oil which cannot be judged from the analysis data, and that the owners themselves must reject the oils which prove to give too much trouble.

Usually it is not difficult to reach agreement on this point, and there hardly have been many cases in which the use of a boiler oil has had to be abandoned in engines with suitable scavenging and fuel oil injection systems. In other cases, uncertainty may of course result in attempts to draw up a specification for boiler oils.

At the congress held in Milano in 1953, where the question of the use of boiler oil in diesel engines was discussed by representatives of owners, oil companies, and engine manufacturers, the general impression was that agreement on the following was obtained:

That with the present prospects for production and consumption of oil products, a continued supply of boiler oil will be available, but that the quality of boiler oil may deteriorate.

That the greater part of the available boiler oils may be used, at any rate in slow-running diesel engines, without giving cause for too great difficulties and that the use of these boiler oils will ordinarily be of economic advantage to the owners.

That the question of using special lubricating oils with additives and chromium-plated cylinder liners should be examined more closely, as the results obtained so far have not clarified these questions.

The two first ships in the world propelled by turbocharged two-stroke engines, were the tanker "Dorthe Maersk" of 16,000 t. d. w., having a 6-cilinder B&W engine, and delivered in October 1952 from the Odense Steel Shipyard to Messrs. A. P. Moller, of Copenhagen—and the cargo liner "Songkhla" having a 7-cylinder B&W engine, and which was delivered in March 1953 by Burmeister & Wain to The East Asiatic Company, Ltd., of Copenhagen.

From October 1952 to December 1954—only in about two years after the first plant was put in service—a total of 25 turbocharged B&W engines supplied by Burmeister & Wain and their licensees have been put into service. In this figure are included 9 plants supplied to the two shipping companies just mentioned.

The results from the plants in service—most of them burning boiler oil—prove that the turbocharged engines show same remarkable reliability as the corresponding non-turbocharged engine types. A couple of mishaps with turbochargers have occurred but, owing to the precautions taken in the design of the diesel engines, have not endangered the safe operation of the plants. Experience shows, however, that fully reliable turbo-chargers are available. Important information has been gathered during the past two years, which will result in impro-

vements to the bearings, silencers, air filters and air coolers for the turbochargers, improving overhaul and maintenance conditions.

Furthermore, Burmeister & Wain and their licensees have 115 turbocharged engines on order bringing the total number of turbocharged engines delivered and on orden to 140, with an output of well over one million bhp.

These engines have from 5 to 10 cylinders and the output per engines lies between 2,000 and 12,500 bhp. 31 of the engines have outputs from 10,000 to 12,500 bhp.

The latter output corresponds to a 10-cylinder engine of the mentioned type with exhaust valves, having a cylinder diameter 740 mm (29.3″) and stroke 1600 mm (63″). For a 12-cylinder engine of the same type the output for continuous service is 15,000 bhp, and for a 10-cylinder engine of the mentioned type with exhaust pistons, having cylinder diameter 750 mm (29.53″) and stroke 1700 plus 600 mm (66.93″ plus 23.62″) the output for continuous service is 17,500 bhp.

With these engine types it is thus possible in single-screw diesel plants to meet today's demand for outputs for merchant ships.

In addition to the mentioned advantages in regard engine length and weight, fuel consumption, lubricating oil consumption, and increased engine outputs, turbocharging affords the advantage that the reduced number of cylinders at a given output improves the overhaul and maintenance conditions. This point is not only of importance to the normal plants having engines coupled direct to the propeller shafts, but also in such rare cases where geared plants or diesel-electric plants with several engines and a great number of cylinders are wanted for special reasons.

The 140 engines have been or will be installed in ships of many different types, such as smaller passenger vessels, train ferries, freighters, cargo liners, ore carriers, and tankers.

The latest extension to diesel engine application is the high powered tankers, in which modern turbine plants with high pressures and temperatures have possibilities of asserting themselves. For these tankers questions like raising of the steam required for tank cleaning, tank heating, cargo pumping and arrangement and type of auxiliary machinery and cargo pumps may be of decisive importance.

Out of the mentioned 140 turbocharged engines, 16 will be installed in tankers of 24,000 to 34,000 t. d. w. These engine types will, by the way, also meet the requirements for the very large tankers of about 40,000 t. d. w.

As an example, Fig. 12 shows the engine plant of a modern diesel-engined tanker with diesel engines coupled direct to the propeller shaft. The deadweight capacity is 18,000 tons, and the speed in continuous service is 16 knots for fully loaded ship and an output of the engine of 10,000 bhp at 115 rpm.

With a main engine of the type 874-VTBF-160 an extremely short engine room is obtained. The weight of the main engine is about 400 tons (metric), and the total weight of the engine installation including shafting and propeller, water and oil in the machinery, but excluding the pumps in the pump rooms, is about 900 tons (metric).

The ship has a main pump room just in front of the engine room, and for the cargo pumping four centrifugal pumps of 500 m³ (17,500 cu. ft.) each per hour are installed. Besides, there are two duplex stripping pumps and one bilge, also a piston pump. In the forward pump room an extra set of stripping pumps, a bilge pump, and a transfer pump are arranged.

A lubricating oil pump, a salt water pump and a fresh water pump for the main engine are driven from the shafting, the lubricating oil pump direct and the water pumps by means of a hydraulic transmision. The lubricating oil pump is a screw pump, driven by the shafting by means of a gear wheel, and delivering lubricating oil first to a hydraulic motor and then to the main engine. The sea water pump and the fresh water pump are centrifugal pumps and driven by the hydraulic motor.

An advantage of this arrangement is that the main engine in normal service at sea is independent of auxiliary engines or steam dynamos, and furthermore, the hydraulic system offers good possibilities of an attractive arrangement of the pumps in the engine room.

The stand-by pumps for lubricating oil, sea water and fresh water are steam-driven pumps, to be used during manoeuvering and slow speed running. The remaining pumps in the engine

room and the compressors are also steam-driven. As auxiliary units are installed a steam dynamo of 100 KW, essentially for use during stays in port and as standby. The auxiliary engines supply current for instance for the separators and for lighting purposes, as well as for the remaining electric installations on board the ship.

During many years we have for tanker installations used pump aggregates that era chain driven from the shafting and consist of piston pumps for lubricating oil, fresh cooling water and salt cooling, and possibly a bilge pump. We obtained with this arrangement a very low power consumption and small space requirements in the engine room, as compared to other arrangements with separate pumps driven electrically or by steam.

With the rotating pumps and the hydraulic transmission the power consumption will be about the same as with chain driven pump aggregates, but the new arrangement will require less overhaul and maintenance, and it will also be cheaper to purchase.

The lubricating oil pump develops the necessary pressure of about 10 atms for the running of the oil screw motor and the lubricating oil system. The two centrifugal pumps for fresh water and salt water respectively and possibly a bilge pump are coupled to the oil screw motor.

For a tanker the raising of steam is a question of the greatest importance, and it has now and then been mentioned as an argument for the building of steam tankers that large steam consumption for tank cleaning, tank heating, and cargo pumping requires so big boilers that the first cost of the diesel plant increases essentially.

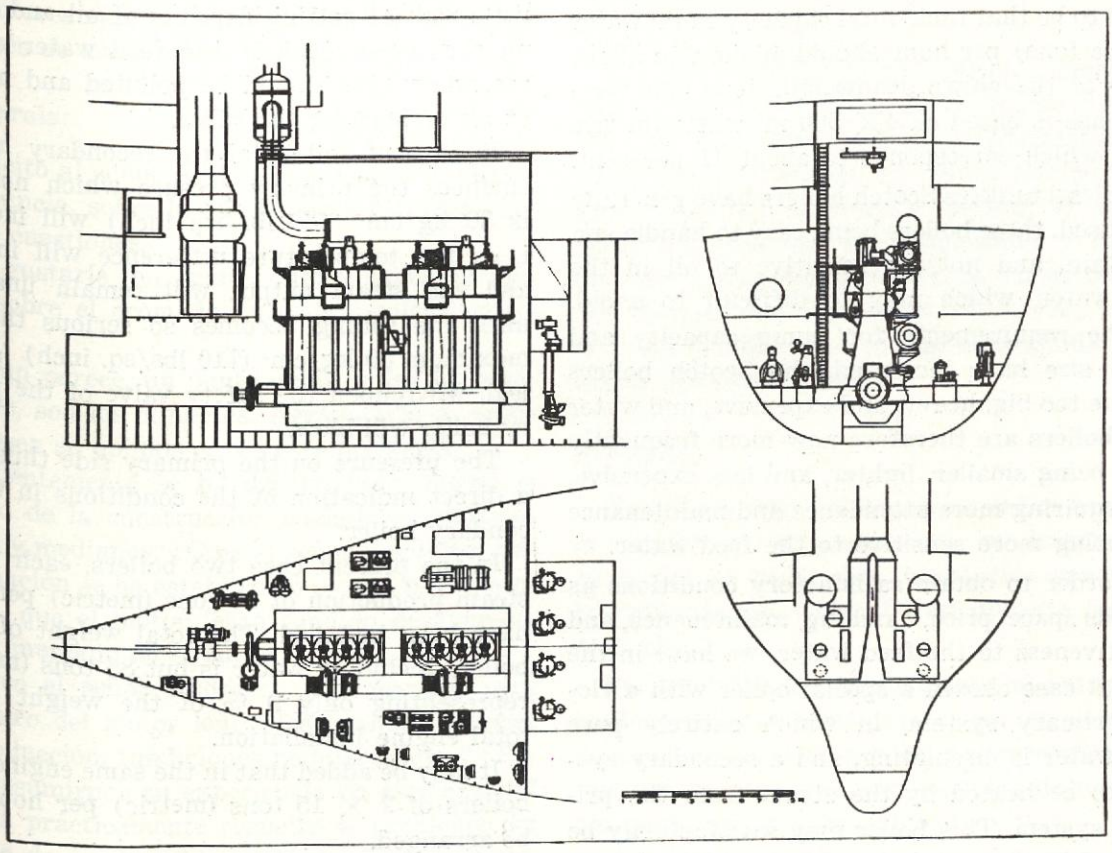


Fig. 12

In this connection it may be mentioned that it seems to be general practice in steam tankers to install for instance 30 % bigger boilers than necessary for the propulsion, in order to be able to maintain full speed also during tank cleaning and heating of the cargo.

It is therefore important in a diesel tanker where big pumps for cargo pumping are required that these pumps are made e. g. as centrifugal pumps driven direct by steam turbines

with moderate vacuum which only have steam consumption of about 7.5 kilos per m^3 water (16.5 lbs. per metric ton) per hour at a pumping pressure of 10 kilos per cm^2 (140 lbs/sq. inch). In the present case this means that with all four centrifugal pumps working, the consumption will be about 15 tons (metric) of steam per hour.

According to the information at our disposal, the greatest demand to be met by cargo pumps seems to be that their total capacity in m^3 water (metric tons) per hour should amount to about 10 % of the ship's deadweight tons. The present case is based on 4×500 m^3 water (metric tons) which corresponds to about 11 per cent.

In diesel tankers Scotch boilers have generally been used, these boilers being easy to handle and maintain, and not too sensitive to oil in the feed water, which may be difficult to avoid. As the requirements for pump capacity and boiler size have increased, the Scotch boilers become too big, heavy, and expensive, and water tube boilers are therefore now more frequently used, being smaller, lighter, and less expensive, but requiring more attendance and maintenance and being more sensitive to the feed water.

In order to obtain satisfactory conditions as regards space, price, handling, maintenance, and sensitiveness to the feed water, we have in the present case chosen a special boiler with a closed primary system, in which entirely pure feed water is circulating, and a secondary system to be heated by the steam from the primary system. This boiler may satisfactorily be handled by the crew of a diesel tanker.

As the figure shows, the primary oil-fired section consists of 2 boiler drums and tubes. The primary steam produces steam for the ship in the secondary system which consists of a drum with heating coils.

On the primary side the normal steam pressure is 30 kg/cm^2 (430 lbs/sy. inch) and maximum 50 kg/cm^2 (710 lbs/sq. inch), and on the secondary side the normal pressure is 12 ½ kg/cm^2 (180 lbs/sq. inch). As the maximum temperature corresponding to the maximum pressure 50 kg/cm^2 (710 lbs/sq. inch) on the primary side only is about 260° C. (500° F.), there is but little risk of getting deposits of oil and sludge on the tubes, even if the feed water on the secondary side should be polluted and no risk at all of burning the tubes.

In case of soiling of the secondary heating surfaces the primary presure which normally is 30 kg/cm^2 (430 lbs/sq. inch) will increase, i. e., the temperature difference will increase and the steam output will remain unaltered until the soiling becomes so serious that the maximum 50 kg/cm^2 (710 lbs/sq. inch) is reached, whereupon the safety valve of the primary boiler will blow.

The pressure on the primary side thus gives a direct indication of the conditions in the secondary boiler.

In the present case two boilers, each with a steam production of 10 tons (metric) per hour, have been installed. The total weight of these boilers including water is but 85 tons (metric), representing only 9 % of the weight of the total engine installation.

It may be added that in the same engine room boilers of 2×15 tons (metric) per hour may be arranged.

Besides these boilers an exhaust gas boiler is installed, capable of developing at normal full load of the main engine about 3 tons (metric) steam per hour.

DISCUSION

Sr. González Llanos, presidente:

Agradezco, en nombre de la Asociación de Ingenieros Navales, la valiosa colaboración prestada por el señor Andresen a este V Congreso de Ingeniería Naval, al tratar sobre temas de tanta actualidad y tan interesantemente expuestos.

Por mi parte, agradecería al señor Andresen me contestase a varias cuestiones.

En primer lugar, quisiera saber cuál es el límite de potencia alcanzado en motores lentos de dos tiempos sobrealimentados con turbosoplante de escape.

El señor Andresen nos ha dicho que la temperatura de los gases de escape del motor so-

brealimentado es la misma que en el motor sin sobrealimentación y que por esta razón resulta igualmente posible el uso de una caldera de recuperación de calor. Supongo que esto se conseguirá cambiando la regulación del motor, a fin de que los gases a su salida del cilindro tengan una temperatura y entalpia más elevada, que descienden después de pasar por la turbina del soplante. Por último, me gustaría conocer la opinión del señor Andresen sobre el futuro de los motores rápidos acoplados al eje propulsor a través de un reductor de engranajes.

Sr. Apraiz:

Felicito al señor Andresen por su interesante conferencia, sobre la que quisiera plantearle algunas cuestiones.

Me gustaría, en primer lugar, saber su opinión sobre el cromado duro de camisas de cilindro.

Según parece, un punto débil de las turbosoplantes, son los cojinetes. Agradecería al señor Andresen su opinión sobre este problema.

Recientemente se ha desarrollado mucho el empleo de la construcción soldada en motores lentos y medianos. ¿Cree el señor Andresen que la situación se ha estabilizado o cree, por el contrario, que el motor lento fundido desaparecerá del mercado en el futuro?

¿Cree el señor Andresen interesantes, para el futuro del motor lento, los grandes avances de producción, fundiciones nodulares, etc.? ¿Podría resumirnos su experiencia en este campo?

Está prácticamente resuelto el problema del empleo de combustible de calderas en motores propulsores. ¿Cree que se llegará a resolver satisfactoriamente este problema en los auxiliares?

Me gustaría conocer su opinión general sobre la utilización de cojinetes trimetálicos en los motores marinos.

En la conferencia leída por el señor Andresen se describe una soplante de emergencia movida por motor eléctrico. ¿No sería posible suprimirla y disponer un motor eléctrico alineado con la turbosoplante para su acoplamiento rápido en caso de avería de la turbina?

Sr. Alegret:

En mi opinión la soplante de reserva de que ha hablado el señor Andresen es demasiado pequeña al no permitir más que el 60 por 100 de la velocidad normal del barco, aproximadamente.

Me gustaría también conocer la opinión del señor Andresen sobre el empleo de combustible de calderas en los motores auxiliares.

No quisiera terminar mi intervención sin agradecer al señor Andresen su interesante conferencia.

Sr. Murúa:

El señor Andresen ha tomado, indudablemente, una muy activa parte en los estudios que han conducido a la sobrealimentación del motor de dos tiempos. Al mismo tiempo que le felicito por su interesante lectura, le agradecería nos explicase las dificultades y razones por qué la sobrealimentación de los motores de dos tiempos ha tardado en resolverse, cuando ya hace muchos años estaba conseguida la del motor de cuatro tiempos.

Sr. Avilés:

Agradezco muy vivamente al señor Andresen la magnífica conferencia que ha desarrollado, en la que ha hecho una descripción general de la evolución del motor Diesel durante los últimos años.

Felicito también, cordialmente, al autor de la conferencia que comentamos, por su colaboración activa en el desarrollo de nuevos tipos de motores con cruceta, con válvulas de escape o con pistones de exhaustación.

Cuando ha hablado de las camisas construídas de fundición al vanadio, nos ha dicho que los desgastes medios son de 0,2 mm. cada mil horas. A veces hemos encontrado cifras de desgaste reales, medidas sobre los propios motores, muy distintas de las señaladas por el señor Andresen. Es un problema complejo y me gustaría saber entre qué límites varía el índice de desgaste, cuyo valor medio calcula el señor Andresen en 0,2 mm. cada mil horas.

Es interesante subrayar que, como ha comunicado el señor Andresen, los motores sobrealimentados tienen unas características de maniobrabilidad excelentes, como hemos podido comprobar personalmente.

Cuando ha tratado del problema del empleo de combustible de calderas en los motores Die-

sel, ha hecho consideraciones que abarcan más cuestiones de las que generalmente se debaten cuando se tratan estos asuntos. Es particularmente interesante esta forma amplia de tratar el problema en estos momentos, en que se observa que, incluso dentro de la clase de Diesel-oil, las calidades de los combustibles varían grandemente, lo cual, aun usando Diesel-oil, origina muchos inconvenientes. Si esto es así, pregunto al señor Andersen: ¿no es lógico esperar que la mayor dispersión de las características de los combustibles de calderas dé lugar a mayores dificultades en los motores en que se empleen?

Por último, me interesa grandemente conocer las razones por las que se ha pasado del anterior sistema de bombas movidas por cadena desde el eje propulsor, al sistema descrito por el señor Andersen, consistente en una bomba de aceite movida por el eje mediante cadena, que además de suministrar aceite al motor propulsor, acciona los motores hidráulicos que mueven cada una de las bombas de servicio. Este sistema es, lógicamente, de menor rendimiento y de mayor precio y volumen. Supongo que debe presentar otras ventajas técnicas que justifiquen el cambio señalado.

Sr. Andresen:

Debo, en primer lugar, agradecer a todos los concurrentes la atención que han prestado a mi lectura y a la Asociación de Ingenieros Navales, organizadora de este Congreso, el honor que me ha dispensado al invitarme a él. Paso a contestar las diversas cuestiones planteadas.

Se interesa el señor González Llanos por la potencia máxima del motor de dos tiempos sobrealimentado. El mayor motor construído hasta ahora es uno de diez cilindros, simple efecto, de 74 cm. de diámetro y 160 de carrera, con 12.500 BHP de potencia normal, a 115 r. p. m. Están desarrollados los planos del mismo motor con 12 cilindros y 15.000 BHP. Se está actualmente desarrollando, sin dificultad, los planos para el motor de 84 cm. de diámetro, con el que conseguiremos hasta unos 20.000 BHP aproximadamente. Sobre la cuestión de las temperaturas, debo aclarar que, naturalmente, los gases a la salida del motor y antes de entrar en la turbina, están más calientes, como ya ha indicado el señor González Llanos, contestando su propia pregunta. La temperatura final es la misma que en el motor no sobrealimentado.

Creo que el uso de motores rápidos engranados podría ser considerado interesante en algunos casos especiales. Actualmente, estoy interviniendo en la construcción de motores de 150 mm. de diámetro por 200 de carrera, para su uso en submarinos por medio de una transmisión de engranajes.

El señor Apraiz me hace varias preguntas, sobre las que tengo el gusto de darle mi opinión.

El cromado duro de camisas reduce, según mi experiencia, los desgastes al 50 por 100, aproximadamente. Sin embargo, para las condiciones económicas de mi país, esto no supone una ventaja, ya que los gastos de importación de estas camisas equilibran el ahorro por menor consumo de ellas.

Conozco bien las turbosoplantes Napier, BBC y Rateau. Las dos primeras casas usan cojinetes a bolas, y Rateau prefiere cojinete clásico de casquillo. No es asunto muy claro, puesto que firmas de la importancia de las indicadas tienen criterios distintos. Cuando nosotros hemos considerado la posibilidad de construir turbosoplantes, hemos partido de la base de emplear cojinetes de casquillo.

Construímos indistintamente motores soldados y fundidos. La capacidad actual de nuestros talleres permite fabricar, aproximadamente, la misma cantidad de motores de una clase que de la otra. Esto depende de las preferencias y voluntad del armador.

La experiencia que tenemos sobre el empleo en la construcción de motores de los últimos avances de la fundición, no es todavía concluyente, por lo que, de momento, prefiero reservarme mi opinión.

El empleo de combustibles de baja calidad en grandes motores propulsores, está justificado, como lo ha demostrado la experiencia de numerosos armadores. Sin embargo, no creo que se justifiquen en el caso de motores auxiliares, porque su consumo es proporcionalmente muy reducido y, en cambio, los inconvenientes serían mucho mayores.

Estamos también experimentando sobre cojinetes trimetálicos y no creo todavía llegado el momento de poder expresar una opinión fundada.

En cuanto a la pregunta del señor Apraiz sobre la soplante de emergencia, debo declarar que nosotros no la considerábamos necesaria y, sin embargo, se montó para tranquilizar a los armadores. En la actualidad, hay más de 30 barcos navegando con motores de este tipo, construídos por nosotros, sin que en ningún caso haya sido necesario el uso de la soplante de emergencia. No creo que merezca la pena añadir un motor eléctrico a cada turbosoplante, siendo más sencilla y económica la solución adoptada.

Me ocupo a continuación de las cuestiones suscitadas por el señor Alegret.

Como ya he dicho al contestar la pregunta del señor Apraiz, el objeto de la soplante de emergencia es, fundamentalmente, tranquilizar al armador. Como cada motor, por regla general, lleva dos turbosoplantes, la de reserva resulta de capacidad amplia. En el peor de los casos (avería de las dos turbosoplantes), la de reserva permite llegar a puerto al 60 por 100 de la velocidad normal, aproximadamente. A voluntad del armador se puede dar más capacidad a esta soplante de emergencia, sin más limitación que la de la potencia eléctrica disponible.

Creo haber contestado ya a la cuestión del empleo de combustible de calderas en motores auxiliares. Los problemas que se plantean son tanto más graves cuanto más rápidos son los motores, y muy especialmente en los motores sin cruceta.

El señor Murúa me hace una pregunta sobre las mayores dificultades que presenta la sobrealimentación en motores de dos tiempos con relación a la de motores de cuatro tiempos. Durante muchos años ha estado muy arraigada la idea de que la necesidad de facilitar las maniobras y el arranque, obligarían a conservar las bombas soplantes accionadas mecánicamente. Cuando se han eliminado esas ideas preconcebidas y se ha reajustado la distribución del motor, el problema ha quedado satisfactoriamente resuelto.

Por último, paso a responder al señor Avilés:

La dispersión de desgaste de camisas en nuestros motores no suele sobrepasar los límites de 0,1 y 0,3 mm. por mil horas.

La cuestión de los combustibles es un problema importante en relación con los motores. No se puede prever el comportamiento de un combustible ni aun conociendo su análisis; no queda más recurso que experimentar en cada caso.

Tiene razón el señor Avilés al suponer que el sistema de bombas hidráulicas descrito es más caro, de menor rendimiento y ocupa más espacio que el usado anteriormente. Sin embargo, su calidad es superior y algunos armadores lo prefieren.

EL PROYECTO DE UN BUQUE DESDE EL PUNTO DE VISTA DE SU UTILIZACION ECONOMICA (*)

POR

MANUEL COSTALES GOMEZ OLEA

INGENIERO NAVAL

0.—Resumen.
1.—Consideraciones generales.
2.—Características básicas.
3.—Características especiales.
4.—Desarrollo final.
5.—Resumen crítico.

0.0.—Resumen.

En el trabajo que se desarrolla a continuación se trata, sin mayores pretensiones, de estudiar la influencia que sobre el proyecto de un buque, más especialmente, sobre el planteamiento de sus características básicas, tienen las distintas circunstancias de su explotación ulterior.

Para ello, se estudian las distancias de viaje, tiempos en la mar, tiempos de carga y descarga, así como el tiempo inactivo que forzosamente tiene que existir, obteniendo de estos datos la capacidad real de transporte de cada buque.

Estos datos se estudian sobre buques del tipo apropiado para transporte de mineral, de tonelajes de carga comprendidos entre 2.000 y 10.000 toneladas y con velocidades que varían de 10 a 13 nudos.

Una vez definidos éstos, se continúa el desarrollo de la cuestión, con la determinación de los gastos fijos y variables que cargan sobre cada buque, pudiendo después averiguar el costo por tonelada transportada, de cuyo resultado final se puede determinar el buque más económico en cada caso.

Este estudio hace resaltar de una manera notable la enorme influencia que sobre el resultado económico de un buque y, por tanto, sobre su proyecto adecuado, tienen los tiempos de carga y descarga, problema éste mucho más importante que la velocidad en sí.

1.0.—Consideraciones generales.

Aparte de los problemas de proyecto en sí, es decir, en su aspecto puramente técnico, es preciso considerar los puntos de partida para su desarrollo. Bien es verdad que en general las características básicas de un proyecto son fijadas por el armador y, partiendo de ellas, se desarrolla el proyecto. Ahora bien; entendemos que el asunto, aunque no incumba normalmente al Ingeniero Naval, es de la suficiente importancia como para que éste no se desligue del mismo, y que incluso debe estar en condiciones de aconsejar o discutir sobre la elección de estas características básicas.

Dada la diversidad del tráfico mercante existente, diversidad en cuanto a las cargas, en cuanto a los viajes y en cuanto a los puertos y elementos de carga, es lógico que los proyectos de los buques deban abarcar una serie de características diferentes, todas ellas de suma im-

(*) Memoria presentada en el V Congreso de Ingeniería Naval, mayo 1955.

portancia y a las cuales no se puede ser ajeno al emprender el proyecto de los mismos.

Ya el tiempo y la costumbre han venido a definir una serie de tipos de buques más o menos apropiados, diferenciándose principalmente por el cargamento o servicio a que se destinan; así tenemos buques de los tipos principales que se reseñan a continuación:

Pasaje. Petroleros. Transportes de mineral. Carboneros. Fruteros. Frigoríficos. Madereros. Costeros. Pesqueros. Remolcadores, etc., etc.

Aparte de estos tipos específicos, se construyen una gran variedad de buques para unos tráficos más o menos indeterminados, como es la carga general, utilizados cuando las circunstancias lo requieren en tráficos con cargas varias.

Otros tipos de buques, y aun los específicos mencionados, varían con las circunstancias del servicio, puertos a utilizar, elementos de carga disponibles en los mismos, etc.

Es evidente que para concretar ideas, al tratar de investigar la influencia que las diferentes circunstancias pueden tener sobre el proyecto de un buque, es preferible hacerlo sobre un tipo específico de los antes mencionados, y entre ellos hemos escogido el de transporte de mineral. Las razones que nos han movido a ello son dos, principalmente:

1.° En España podemos decir que como tal tipo específico no existe prácticamente.

2.° El volumen de exportación de minerales de España, o sea Bilbao, Santander, Huelva, Cartagena, Sagunto, Melilla y puertos próximos de Portugal y Marruecos francés, es verdaderamente muy importante, y estimamos que justifica la construcción o, al menos, el estudio de buques de este tipo.

El proyecto de este buque viene influído por circunstancias diversas, que podemos agrupar en dos conceptos:

1.° Características básicas, es decir, peso muerto y velocidad, en las que decididamente influyen los siguientes elementos:

a) Distancia a navegar.
b) Elementos y tiempos de carga.
c) Elementos y tiempos de descarga.
d) Gastos fijos del buque.
e) Gastos variables con la carga y los viajes.
f) Flete obtenible.

De estos apartados podemos deducir el buque generalmente más conveniente dentro de un tráfico dado, aunque para ello no es necesario el empleo de los datos del apartado f), que sirve para averiguar la rentabilidad del buque en absoluto, pero que no es necesario para un estudio comparativo.

Existen, por otro lado, otros elementos que pudiéramos llamar "limitativos", y que pueden ser:

g) Dimensiones máximas admisibles en el cargadero, o en esclusas, o canales que haya de atravesar el buque en su viaje.

h) Carga máxima que normalmente puede estar disponible en el cargadero.

Estos dos y otros elementos varios pueden limitarnos los resultados obtenidos mediante el uso de los indicados en los apartados anteriores.

2.° Características especiales, es decir, aquellos detalles en general del equipo o maquinaria específicos del tráfico a realizar. Entre ellos podemos citar:

a) Elementos de carga y descarga, bien de líquidos, cajas, bultos, cargas a granel, envases especiales, etc.

b) Instalaciones especiales, frigorificas, aislamientos, desecación del aire, ventilación forzada, cierres especiales de escotillas, etc.

c) Instalaciones especiales de maquinaria propulsora o auxiliar, adecuadas al servicio.

En general, estas características especiales influyen decididamente en el presupuesto, y menos marcadamente, en general, en las dimensiones del buque.

2.0.—Características básicas.

2.1.—*Tiempo en la mar.*

Para obtener las características básicas, es decir, peso muerto y velocidad, es preciso fijar previamente el viaje a efectuar, es decir, la distancia que juntamente con la velocidad nos darán los días de mar en cada viaje.

Hay que hacer notar que en el cálculo se cuentan días enteros, redondeados los decimales al día más próximo, ya que normalmente un buque no entra en un puerto de noche, sino al amanecer, o si le toca, por ejemplo, a media tarde, mientras llega a su amarradero y se pone en condiciones de trabajo, ya prácticamente no po-

demos considerar que la carga o descarga comienza hasta la mañana siguiente.

Ello hace que a veces, y para una distancia dada, se anule en la práctica una pequeña diferencia teórica de velocidad, sin que, por tanto, valga la pena aumentar ésta por encima de un cierto límite.

2.2.—*Tiempo de carga y descarga.*

Es fundamental en los resultados económicos del buque, como hemos de ver más adelante con cifras: Sucede, como antes, que puede haber ligeras discontinuidades en los resultados, debido a razonamientos similares a los anteriores.

Hemos de hacer observar que es frecuente que los tiempos de carga/descarga citados en las pólizas de fletamentos como plancha, no son, en realidad, los que normalmente se emplean, ya que pueden surgir retrasos o, como es corriente en los cargaderos de mineral, se abrevie la faena extraordinariamente sobre lo previsto.

Tomaremos en nuestro estudio los tiempos normales, ya que los retrasos o avances se compensan aproximadamente con las demoras que cobra, o el "despatch money" que se ve obligado a abonar el armador.

En este tiempo de carga y descarga es preciso incluir las fiestas que puedan ocurrir durante el mismo, que si bien en la mar no se cuentan, es preciso hacerlo al estar el buque en puerto, ya que si bien a veces se trabaja, es preciso compensar económicamente esta ventaja.

2.3.—*Tiempo inactivo.*

Es natural que el buque no tenga todo su tiempo completamente ocupado en faenas productivas; hay que considerar los posibles retrasos en la mar, los días en espera de órdenes o de turno de carga y descarga y algún tiempo, breve en un buque nuevo o casi nuevo, para limpieza de fondos y pequeñas reparaciones.

2.4.—*Tiempo por viaje redondo y número de viajes anuales.*

De los tiempos de viaje y de carga y descarga, junto con las fiestas y retrasos comprendidos, obtenemos el tiempo necesario para efectuar un viaje redondo, y con este dato y los días útiles anuales podemos determinar el número de viajes anuales.

2.5.—*Carga transportada.*

Con el número de viajes anuales realizados por el buque y la capacidad de carga del mismo se obtiene la totalidad de la carga transportada en un año.

2.6.—*Gastos fijos.*

Los gastos fijos del buque se componen de:

a) Nómina, manutención y atenciones sociales, determinados por el cuadro indicador de personal, y las disposiciones sociales correspondientes. Esta nómina es lo que menos varía dentro de límites razonables de tamaño del buque.

b) Gastos dependientes del valor del buque:

Amortización.

Seguro.

Efectos navales.

Reparación, conservación y visita.

Administración.

Para el cálculo de estos gastos hemos adjudicado a cada uno cierto porcentaje del valor del buque y se han calculado éstos en forma aproximada, ya que sería excesivamente laborioso hacerlo al detalle, y la aproximación conseguida es francamente satisfactoria.

2.7.—*Gastos variables.*

Los gastos variables son de dos tipos:

a) Gastos dependientes de la carga, es decir, estiba, desestiba y derechos de puerto, que dependen del peso real transportado; por otra parte, los derechos de entrada y escala que dependen del número de viajes realizados y del arqueo del buque en general.

b) Los gastos dependientes del recorrido del buque, combustible, aceite, etc., lo mismo en la alta mar que en puerto.

2.8.—*Flete.*

El flete es sumamente variable, y aunque podemos utilizarlo para determinar el rendimiento económico del buque, no es imprescindible tenerlo en cuenta para nuestros fines, ya que de lo que se trata es de determinar el buque que más económicamente nos transporte una cierta cantidad de mercancías a un punto dado. Es decir, nos basta con determinar el costo por tonelada transportada.

De todas maneras, hemos de observar que el buque más económico así determinado lo seguirá siendo sea cualquiera el flete existente y dada la normal fluctuación de éste, creemos preferible no incluirlo en el cálculo para generalizar los resultados lo más posible.

3.0.—Características especiales.

En estos buques se ha de tener en cuenta que, siendo el transporte de minerales a granel, en los puertos de carga y descarga existen instalaciones adecuadas que hacen inútil el disponer medios de carga propios y que, por tanto, permiten disminuir también las auxiliares de máquina.

Por otra parte, es tendencia moderna y acertada el construir estos buques dentro de la más estricta economía de construcción, disponiendo calderetas de gases de escape y con quemadores independientes, de manera que los gases de escape nos produzcan vapor suficiente para accionar las bombas del motor y un pequeño grupo electrógeno para alumbrado y otras atenciones. El molinete y servomotor se disponen también a vapor. La razón principal de esta disposición es que, al no precisarse gran cantidad de energía eléctrica para las maquinillas de carga, podemos suprimir los grupos principales, y, por otra parte, las bombas son más económicas y seguras a vapor, evitándonos, además, los cuantiosos gastos de una instalación eléctrica importante, sustituyendo toda esta instalación por dos calderetas pequeñas sumamente económicas.

4.0.—Desarrollo final.

Vamos a aplicar a este buque determinado las consideraciones anteriores, tabulando los resultados y trazando gráficos que nos permitirán apreciar mejor aún los resultados que obtengamos. Preveremos buques de 2.000 a 10.000 toneladas de carga y de 10 a 13 nudos.

4.1.—*Definición del servicio.*

Con el fin de hacer ver las diferencias que resultan de los tiempos de carga y descarga, así como la duración del viaje, se han escogido dos viajes:

a) Bilbao-Bremen, que son 1.013 millas.
b) Melilla-Rotterdam, que son 1.505 millas.

4.2.—*Tiempos en la mar.*

Con las velocidades previstas y las distancias reales, disponemos la tabla I:

Tabla I.—*Tiempo de viaje (ida).*

Velocidad (nudos)	10	11	12	13
Bilbao-Bremen (a)	4	4	3	3
Melilla-Rotterdam (b)	6	6	5	5

Para el viaje de regreso en lastre consideramos para cada buque una velocidad un nudo mayor que la de ida en carga, y para la duración del viaje consideramos en todo caso un día más para demoras, retrasos por mal tiempo y espera de órdenes o de turno en el cargadero.

Tabla II.—*Tiempo por viaje redondo.*

Velocidad (nudos)	10		11		12		13	
	a)	b)	a)	b)	a)	b)	a)	b)
Ida	4	6	4	6	3	5	3	5
Regreso	4	6	3	5	3	5	3	4
Demoras	1	1	1	1	1	1	1	1
Total viaje	9	13	8	12	7	11	7	10

4.3.—*Tiempos de carga y descarga.*

Plancha prevista normalmente en las pólizas:

a) Bilbao-Bremen: 500/1.500 tons./día.
b) Melilla-Rotterdam: 2.000/1.500 tons/día.

Tabla III a).— *Tiempo de carga y descarga.*

TONELADAS	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
Carga	4	8	12	16	20
Descarga	2	3	4	6	7
Suma	6	11	16	22	27
Fiestas	1	1	2	3	4
TOTAL	7	12	18	25	31

TABLA III b).—*Tiempo de carga y descarga.*

TONELADAS	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
Carga	1	2	3	4	5
Descarga	2	3	4	6	7
Suma	3	5	7	10	12
Fiestas	—	1	1	1	2
TOTAL	3	6	8	11	14

4.4.—*Tiempo inactivo.*

A más de los tiempos perdidos por demoras, retrasos, fiestas, etc., que hasta ahora considerábamos, hemos de incluir también un tiempo para limpieza de fondos y pequeñas reparaciones, que estimamos en siete días anuales para un buque nuevo, quedando, por tanto, 358 días disponibles.

4.5.—*Número de viajes realizados anualmente.*

Dividiendo el número de días activos por los necesarios para cada viaje redondo, determinaremos el número de viajes anuales de cada buque, que están resumidos en las siguientes tablas:

TABLA IV a).—*Número de viajes anuales.*

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	22,4	17,1	13,3	10,5	9,0
11	23.8	17,9	13,7	10,8	9,2
12	25.5	18,8	14,3	11,2	9,4
13	25,5	18,8	14,3	11,2	9,4

TABLA IV b).—*Número de viajes anuales.*

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	22,4	18,8	17,1	14,9	13,3
11	23.8	19,9	17,9	15,6	13,7
12	25.5	21,1	18,8	16,3	14,3
13	27,5	22,4	19,9	17,1	14,9

4.6.—*Toneladas transportadas anualmente.*

Dada la carga de cada buque y el número de viajes anuales, se obtiene por simple multiplicación el número de toneladas transportadas por año. El resumen lo transcribimos en las tablas siguientes:

TABLA V a).—*Toneladas transportadas anualmente.*

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	44.800	68.400	79.800	84.000	90.000
11	47.600	71.600	82.200	86.400	92.000
12	51.000	75.200	85.800	89.600	94.000
13	51.000	75.200	85.800	89.600	94.000

TABLA V b).—*Toneladas transportadas anualmente.*

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	44.800	75.200	102.600	119.200	133.000
11	47.600	79.600	107.400	124.800	137.000
12	51.000	84.400	112.800	130.400	143.000
13	55.000	89.600	119.400	136.800	149.000

4.7.—*Gastos fijos.*

Para determinar los gastos fijos es preciso fijar el valor de los 20 buques que consideramos; es, por tanto, evidente que dentro de los límites de este trabajo no es posible hacer los 20 presupuestos con toda exactitud. Es, sin embargo, suficiente fijar un cierto criterio de costo de los distintos elementos y determinar los valores aproximadamente. Creemos, sin embargo, que la exactitud de este sistema es suficiente a fines comparativos, y, por tanto, rogamos que si se comprueban los valores se tenga en cuenta esta observación, y si se estiman altos o bajos, se piense en que únicamente se han determinado a fines comparativos, pero siempre basados en un criterio uniforme. Hay que tener en cuenta, además, que en la preparación de este trabajo se ha invertido bastante más tiempo de lo que puedan reflejar los cuadros simples que se presentan y que, por tanto, los precios pueden no estar completamente al día.

Con el fin de abreviar la extensión de este trabajo, omitimos aquí los pasos intermedios, tales como la determinación de las características de los buques partiendo de las básicas elegidas, la determinación de la potencia necesaria y, en fin, los otros muchos detalles del proyecto de cada uno de los 20 buques, así como el detalle del presupuesto en sí y la determinación de los gastos inherentes al contrato y abanderamiento del buque.

Los valores de los buques, descontadas las primas a la construcción y aumentadas en los gastos, se resumen en la tabla siguiente:

TABLA VI.—*Valores de los buques.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	29,4	42,6	59,3	74,9	90,2
11	31,2	48,2	64,6	79,4	95,3
12	34,3	51,7	72,4	86,3	103,0
13	38,3	58,1	79,2	93,3	111,3

4.71.—*Nómina, manutención y atenciones sociales.*

De acuerdo con el cuadro indicador de personal y las reglamentaciones de trabajo en las industrias navieras, se ha determinado la nómina del buque menor, y a ésta se han añadido los gastos complementarios de los buques mayores, que sólo alcanzan a la adición de un mozo por cada fracción del tonelaje prevista en el cuadro y a la adición de personal de máquinas necesaria al ir aumentando la potencia de máquinas.

TABLA VII.—*Nómina, manutención y gastos sociales.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	0,8069	0,8258	0,8642	0,8832	0,9579
11	0,8069	0,8258	0,8642	0,9195	0,9579
12	0,8069	0,8258	0,9006	0,9195	0,9579
13	0,8069	0,8621	0,9006	0,9195	0,9579

4.72.—*Gastos fijos del buque.*

En estos gastos incluímos los que a continuación reseñamos, junto con los correspondientes porcentajes estimados sobre el valor total del buque y que resumiremos en la tabla VIII:

	%
Amortización	5,0
Seguro casco y máquinas	3,0
Efectos navales	0,8
Reparaciones, conservación y visita	1,7
Administración	0,5
TOTAL GASTOS FIJOS	11,0

TABLA VIII.—*Gastos fijos del buque.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	3,234	4,686	6,523	8,239	9,922
11	3,432	5,302	7,106	8,734	10,483
12	3,773	5,687	7,964	9,493	11,330
13	4,213	6,391	8,712	10,263	12,243

4.73.—*Total de gastos fijos.*

En la tabla IX resumimos la totalidad de los gastos fijos, suma de los detallados en las tablas VII y VIII:

TABLA IX.—*Total de gastos fijos.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	4,041	5,512	7,387	9,122	10,880
11	4,239	6,128	7,970	9,654	11,441
12	4,580	6,513	8,865	10,413	12,288
13	5,020	7,253	9,613	11,183	13,201

4.8.—*Gastos variables.*

Los descomponemos en gastos de la carga, gastos de escala y gastos de combustible y aceite.

4.81.—*Gastos de la carga.*

Estimamos, dentro de los precios actuales, los siguientes:

	Pts./ton.
Carga a 2/ por ton., o sea unas	11,00
Descarga a 1/ por ton., o sea unas	5,50
Derechos de puerto (carga)	1,80
TOTAL	18,30

Con esta cifra y el número de toneladas transportadas anualmente, establecemos la siguiente tabla X de gastos de la carga:

TABLA X a).—*Gastos de la carga.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	0,8198	1,2517	1,4603	1,5372	1,6470
11	0,8711	1,3103	1,5043	1,5811	1,6836
12	0,9333	1,3762	1,5701	1,6397	1,7202
13	0,9333	1,3762	1,5701	1,6397	1,7202

TABLA X b).—*Gastos de la carga.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	0,8198	1,3762	1,8776	2,1814	2,4339
11	0,8711	1,4567	1,9654	2,2838	2,5071
12	0,9333	1,5445	2,0642	2,3863	2,6169
13	1,0065	1,6397	2,1850	2,5034	2,7267

4.82.—*Gastos de escala.*

Los gastos de escala que se aplican en cada entrada en puerto los hemos estimado a razón de:

	Ptas./viaje
Bremen y Rotterdam	40.000
Bilbao y Melilla	5.000
TOTAL	45.000

De acuerdo con estas cifras, establecemos las tablas XI que van a continuación:

TABLA XI a).—*Gastos de escala.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	1,0080	0,7695	0,5985	0,4725	0,4050
11	1,0710	0,8055	0,6165	0,4860	0,4140
12	1,1475	0,8460	0,6435	0,5040	0,4230
13	1,1475	0,8460	0,6435	0,5040	0,4230

TABLA XI b).—*Gastos de escala.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	1,0080	0,8460	0,7695	0,6705	0,5985
11	1,0710	0,8955	0,8055	0,7020	0,6165
12	1,1475	0,9495	0,8460	0,7335	0,6435
13	1,2375	1,0080	0,8955	0,7695	0,6705

4.83.—*Gastos de combustible y aceite.*

Para determinar estos gastos hemos supuesto un consumo por CVh para la navegación, incluídos los auxiliares y consumos apropiados en puerto, teniendo en cuenta la diferencia de tamaño de los buques.

El consumo de aceite de engrase se ha tomado como una aproximación, en un porcentaje del de combustible.

Para no extender demasiado la cuestión, no reproducimos aquí los consumos por singladura de cada buque que, junto con los días de mar, nos dará el total, al que se hace preciso sumar el consumo en puerto, dependiendo de los días en que el buque pase sin navegar, así como el aceite de engrase. Estos detalles, así como los mencionados al hablar de presupuesto, están, desde luego, a disposición de quien desease alguna aclaración.

Como precio del combustible se ha tomado el vigente s/ lista de "Shell" en 255/6d, aproximadamente 1.400 ptas. por tonelada.

TABLA XII a).—*Gastos de combustible.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	1,1691	1,3116	1,4326	1,4679	1,7105
11	1,5153	1,6507	1,7391	1,6678	1,8407
12	1,9498	2,0775	2,1228	2,0358	2,1697
13	2,4089	2,5054	2,4883	2,3279	2,4426

TABLA XII b).—*Gastos de combustible.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	1,6010	1,9672	2,3560	2,6406	2,9964
11	2,0277	2,5144	2,9477	3,0795	3,2710
12	2,6886	3,2053	3,6600	3,8403	4,0296
13	3,5975	4,1211	4,5903	4,6558	4,8052

4.84.—*Gastos variables totales.*

En la tabla XIII resumimos el total de los gastos variables, suma de todos los comprendidos en este concepto 8:

TABLA XIII a).—*Gastos variables totales.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	2,9970	3,3328	3,4914	3,4776	3,7625
11	3,4573	3,7664	3,8598	3,7349	3,9383
12	4,0306	4,2997	4,3364	4,1794	4,3129
13	4,4897	4,7276	4,7020	4,4715	4,5858

TABLA XIII b).—*Gastos variables totales.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	3,4289	4,1894	5,0031	5,4925	6,0288
11	3,9698	4,8685	5,7186	6,0653	6,3946
12	4,7694	5,6993	6,5703	6,9602	7,2900
13	5,8415	6,7688	7,6708	7,9287	8,2024

4.9.—*Total de gastos.*

Sumando los gastos fijos y los gastos variables anuales, obtenemos el total de gastos correspondientes a este tráfico en el año, y que reflejamos en la tabla XIV:

TABLA XIV a).—*Total de gastos anuales.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	7,0378	8,8446	10,8786	12,5993	14,6224
11	7,6962	9,8942	11,8301	13,3884	15,3792
12	8,6105	10,8125	13,2010	14,5920	16,6008
13	9,5096	11,9809	14,3145	15,6545	17,7868

TABLA XIV b).—*Total de gastos anuales.*

(Millones de pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10.000
10	7,4697	9,7012	12,3903	14,6147	16,9087
11	8,2087	10,9943	13,6888	15,7188	17,8355
12	9,2492	12,2121	15,4348	17,3727	19,5780
13	10,8614	14,0218	17,2833	19,1117	21,4033

4.10.—*Flete y gastos por tonelada transportada.*

Como ya hemos dicho anteriormente, para averiguar el rendimiento económico absoluto es preciso ver los beneficios brutos obtenidos, representados por el flete, descontadas las comisiones, etc., y restando los gastos totales se obtiene el beneficio neto. Sin embargo, dada la oscilación constante del flete, creemos preferible dejarlo aparte y calcular el costo total del transporte por tonelada, con lo cual podemos obtener el buque más económico, y, en todo caso, descontando estos gastos por tonelada del flete neto obtenible, hallar el beneficio que puede esperarse.

Pensando en esto hemos preparado la tabla XV, en la que anotamos los gastos por tonelada transportada y de la que podremos obtener las conclusiones que se persiguen con este trabajo:

TABLA XV a).—*Gastos por tonelada transportada.*

(Pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10 000
10	157,09	129,30	136,32	150,00	162,69
11	161,68	138,19	143,91	154,96	167,17
12	168,83	147,78	153,85	162,85	176,60
13	186,46	159,31	166,86	184,65	189,22

TABLA XV b).—*Gastos por tonelada transportada.*

(Pesetas.)

V/Tons.	2.000	4.000	6.000	8.000	10 000
10	166,73	129,00	120,76	122,60	127,13
11	172,45	138,11	127,45	125,95	130,18
12	183,31	144,65	136,83	133,22	136,90
13	201,56	156,49	144,75	139,70	143,64

De estas tablas-resumen, y sin perjuicio de comentar más adelante el asunto con mayor extensión, podemos ver que, al menos para este tráfico, la velocidad no es conveniente, y que de todas maneras, el buque más económico queda perfectamente definido en cada caso.

5.0.—RESUMEN CRÍTICO.

En este estudio hemos tratado de investigar la influencia de las distintas circunstancias en el resultado económico de un buque, muy especialmente el tiempo pasado en puerto en la carga y descarga.

Fundamentalmente podemos decir que la velocidad será tanto más económica cuanto más tiempo haya de estar el buque en la mar y, por tanto, más se la aproveche, y, por el contrario, tanto menos económica cuanto más tiempo pase el buque en puerto y menor distancia haya de recorrer.

Pensando en ello, hemos de considerar que un

día perdido en puerto representa un gran aumento de velocidad si ha de ganarse en la mar el tiempo perdido, y ello conduce a una gran elevación en el coste del buque. Para verlo palpablemente, pongamos un ejemplo.

Supongamos un buque de 8.000 toneladas de carga en servicio de Bilbao a Bremen. Hemos

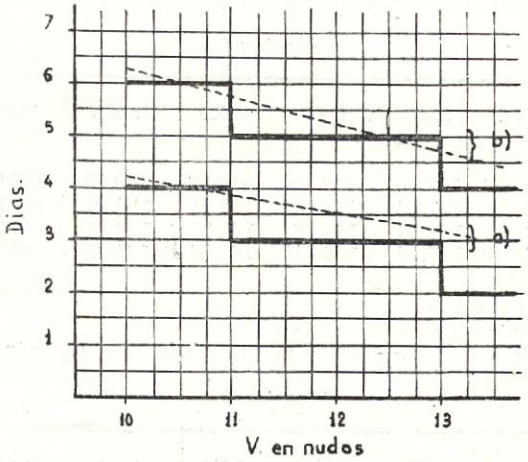


Fig. 1 Tiempos en la mar

visto que este buque emplea en el viaje cuatro días. Un día de retraso en la carga significaría tener que ganar un día en la mar, o sea, emplear tres solamente en la travesía, lo que, según el cuadro, obliga a una velocidad de 12 nudos, o sea, según los valores aproximados del cuadro, produce un aumento de unos 12 millones de pesetas en el coste inicial y un aumento en los gastos de explotación de unos 2.400.000 pesetas, todo ello para transportar la misma cantidad de carga anual que el buque de 10 nudos.

Esta diferencia que, a no dudar, es grande, hemos de considerar que, en origen es mínima, ya que aumentar los 22 días de carga, en solamente uno, representa tan sólo un 5 por 100 aproximadamente de retraso en la carga. No vamos a pensar aquí en lo que representaría modernizar el cargadero de manera que el ritmo de carga se elevase al doble, lo que no sería mucho considerado el caso de Bilbao, por ejemplo.

Es natural que esta diferencia se reduce en forma extraordinaria si los días de mar son en proporción más importantes, ya que un día más en la carga, es decir, un día a ganar en, por ejemplo, treinta de navegación, tiene una importancia claramente menor.

Una vez tratado en principio este punto, vamos a tratar de hacer algunas consideraciones sobre los resultados obtenidos, para lo cual hemos trazado las figuras números 1 al 13, para ver en forma gráfica con más claridad los resultados de los cuadros.

Comenzaremos por la figura 1, en la que se representan los días de mar y que refleja claramente la inutilidad de pasar de una cierta velocidad para una distancia dada.

En esta figura vemos que en el viaje a) la velocidad de 11 nudos es un punto crítico, y en el b) lo son 11 y 13 nudos. Ello nos hace ver en principio la conveniencia de determinar la velocidad realmente conveniente, al establecer un proyecto para un servicio determinado, sin que este estudio nos haga olvidar los márgenes prudentes que deben existir en la potencia para un caso de emergencia y que deben ser siempre respetados, sin tenerlos en cuenta para el cómputo de tiempos que es objeto de estudio.

No creemos que las figuras 2 y 3, referentes a los tiempos de carga y a los empleados en viaje redondo, merezcan de momento comenta-

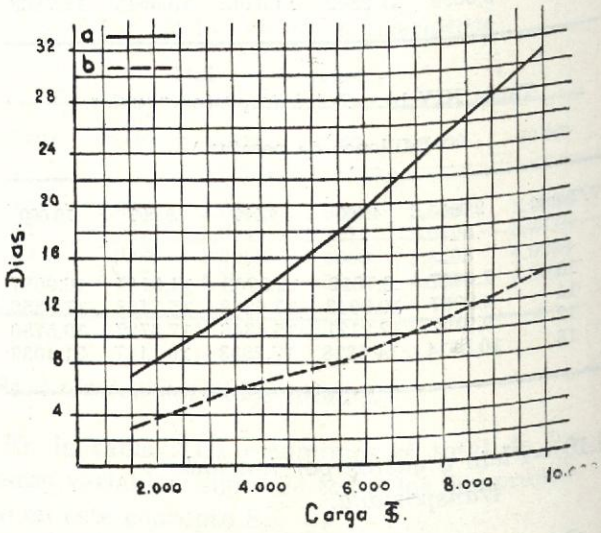


Fig. 2 Tiempos de carga y descarga.

rio alguno por sí, y pasamos a la fig. 4. Toneladas de carga transportadas anualmente por buque.

Aquí empezamos a apreciar la decidida importancia de los tiempos de carga, ya que en el viaje Bilbao-Bremen a), con tiempos de carga mayores y también con una mayor proporción respecto a los días de mar, se observa claramente el hecho de que el crecimiento de la car-

ga anual va siendo cada vez menor al aumentar el tonelaje del buque, llegando a ser casi despreciable al pasar 8.000 toneladas de carga, y posiblemente, de ampliar este estudio, llegaríamos a valores decrecientes al aumentar el tamaño del buque.

Es, pues, necesario, un cierto equilibrio entre el tamaño del buque y la capacidad de los medios de carga, como puede comprobarse observando la divergencia creciente entre los dos haces de curvas a) y b), donde nos encontramos que el buque menor, a pesar de la diferencia de distancia entre ambos viajes, transporta casi el mismo tonelaje, mientras que la ventaja de la carga más rápida se va acentuando a medida que aumenta el tamaño del buque.

En cuanto a la figura 5, valores de los buques, como ya hemos dicho, no es posible ni necesario hacer al detalle un presupuesto exacto de cada uno de los 20 buques que constituyen este estudio. Se ha dividido el costo en tres partidas principales, Acero, Equipo y Maquinaria, habiéndose seguido en todas ellas un criterio uniforme, lo que hace que, aunque los resultados absolutos en el caso de algún buque no sean absolutamente exactos, o en su conjunto de actualidad, por lo menos serán de garantía a los fines comparativos que perseguimos.

En lo referente a la nómina (figura 6), hemos de hacer notar la relativamente pequeña variación de estos gastos, 800.000 a 950.000 pesetas al año, o sea un 19 por 100, mientras que los gastos fijos dependientes del valor del buque con 4 y 13 millones de pesetas, o sea, una diferencia del 220 por 100.

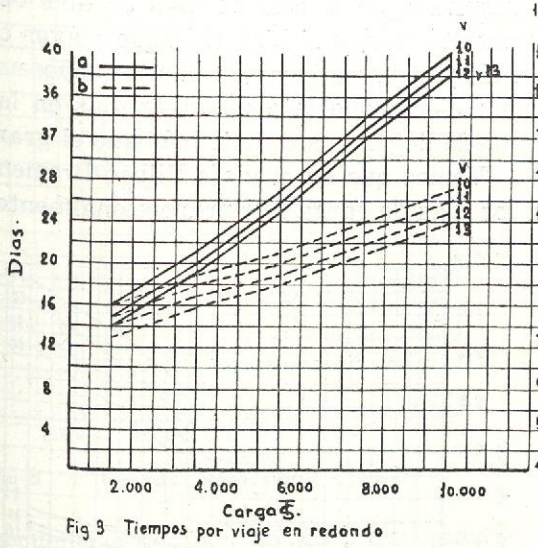


Fig 3 Tiempos por viaje en redondo

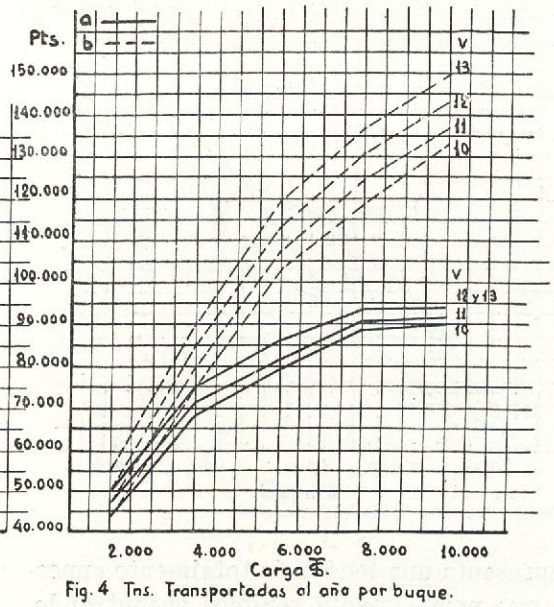


Fig. 4 Tns. Transportadas al año por buque.

Ello conduce indudablemente a la conclusión de que el buque pequeño está sumamente sobrecargado de gastos en el concepto de nómina, en relación con el buque grande.

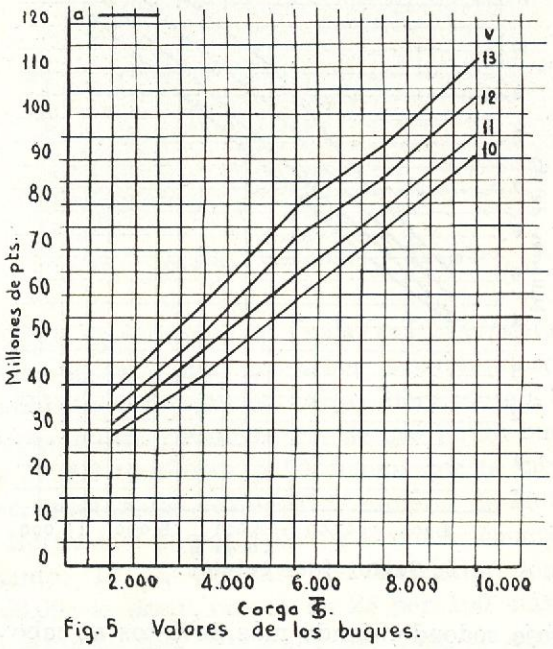


Fig. 5 Valores de los buques.

Las conclusiones que pudiéramos sacar de las figuras 7 y 8 serían solamente un reflejo de lo

comentado respecto al valor de los buques y a su capacidad de carga anual.

De la misma forma, la figura 9, gastos de es-

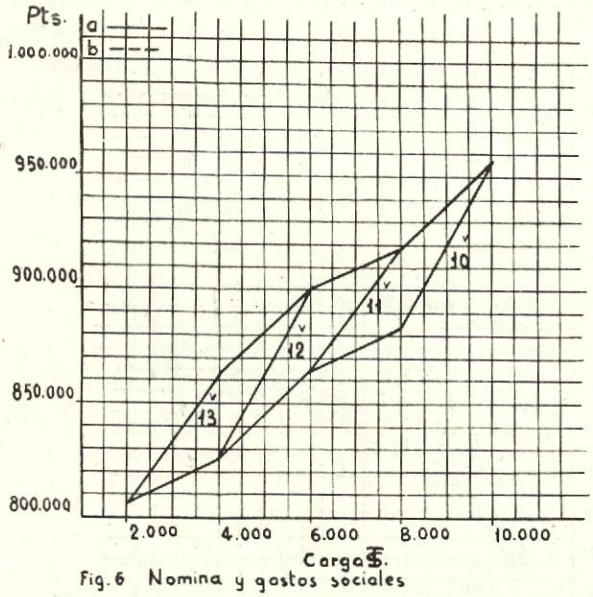


Fig. 6 Nomina y gastos sociales

cala, representa una tendencia totalmente opuesta a la que normalmente venimos encontrando. Es evidente que cuanto menor sea el buque, menos tiempo emplea en la carga, y, por tanto, en

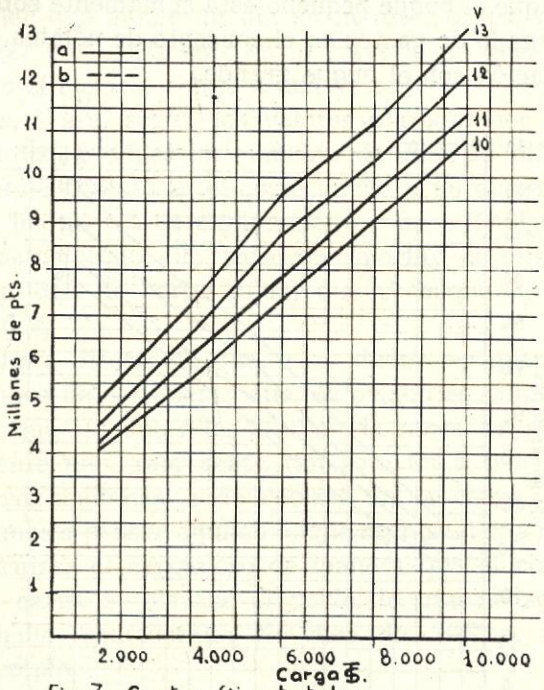


Fig. 7 Gastos fijos totales.

viaje redondo, dando más de éstos al cabo del año. Ello trae como consecuencia que los gastos de escala, que dependen del número de viajes realizados, sobrecargan al buque menor, sin que, por otra parte, en el costo de cada entrada intervenga demasiado el tamaño del buque, ya que la mayor parte de los gastos incluídos en este concepto no tienen relación con el tamaño del buque.

En lo referente a gastos de combustible, no puede concretarse demasiado, puesto que es un resultado de la combinación de días de mar y puerto, ya que si bien el buque mayor consume más por singladura que uno pequeño, no es menos cierto que éste está más días en la mar y puede llegar a consumir más que el grande.

Vemos que en el viaje Bilbao-Bremen, donde los días de carga son proporcionalmente mucho

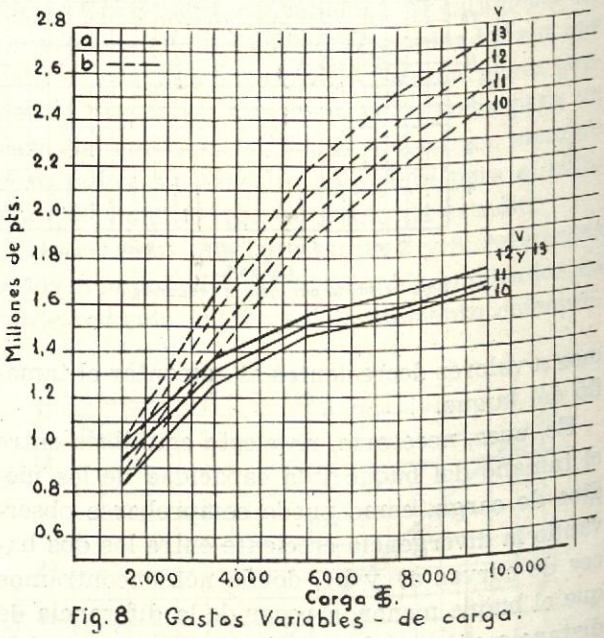


Fig. 8 Gastos Variables - de carga.

mayores para el buque grande, éste llega a consumir menos que el pequeño, y que en el viaje Melilla-Rotterdam, donde hay menos días de carga, sucede que claramente consume más el buque grande que el pequeño, aunque la tendencia de este crecimiento es cada vez menor al aumentar el tamaño del buque.

En los gastos variables totales (figura 11) es evidente que, siendo los más importantes los de combustible, es lógico que suceda que la tendencia general sea similar a la demostrada por aquéllos, atenuada por la tendencia creciente de los gastos de carga.

Vamos, finalmente, con la figura 13, gastos por tonelada de carga, que, en fin de cuentas, es es el resumen completo de este estudio, y de la que podremos obtener nuestras conclusiones definitivas.

En primer lugar, observaremos que en ambos viajes el buque más económico es el más lento. Ello no ha de extrañar, habida cuenta de la elevada proporción de días de puerto en relación con los de mar, que requiere este servicio, con

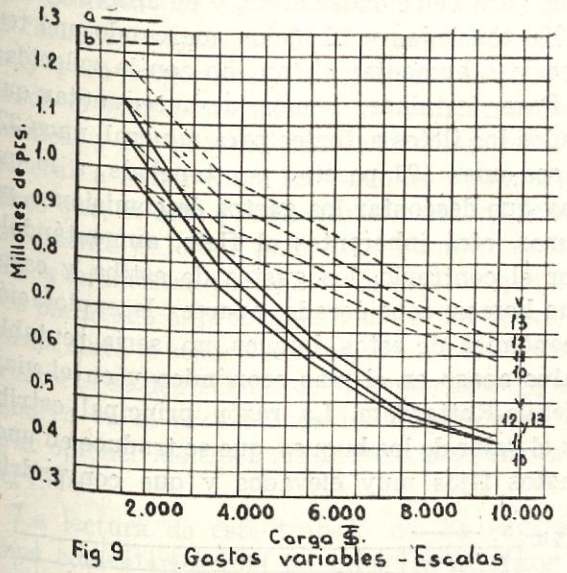


Fig 9 Gastos variables - Escalas

las consecuencias de que hablábamos al principio de este resumen.

Se ha pensado en principio en ampliar el estudio a buques de 9 nudos, para ver si serían efectivamente más económicos. Sin embargo, en

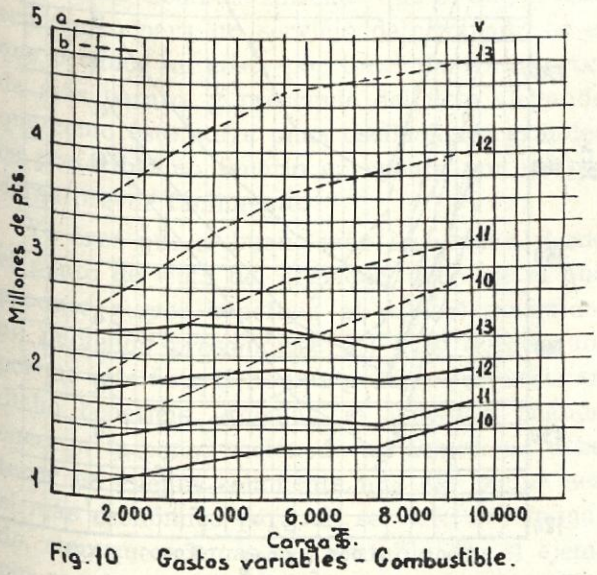


Fig. 10 Gastos variables - Combustible.

este caso caemos dentro de las circunstancias "limitativas" que mencionábamos en el principio de este estudio, ya que consideramos que un buque de 9 nudos, especialmente de gran tamaño, no tiene defensa suficiente con la escasa potencia necesaria para hacer frente a las emergencias de mar tan frecuentes en invierno en los peligrosos parajes que han de frecuentar estos buques: costa de Portugal, Golfo de Vizcaya, Mar del Norte, etc.

Apreciamos en segundo lugar la divergencia de resultados entre ambos haces de curvas, ya que si bien en el caso del buque de 2.000 toneladas resulta un poco más caro el transporte en el caso b); ello no debe extrañarnos, ya que la distancia a recorrer, 1.505 millas, contra 1.013 en el caso a), es un 50 por 100 mayor.

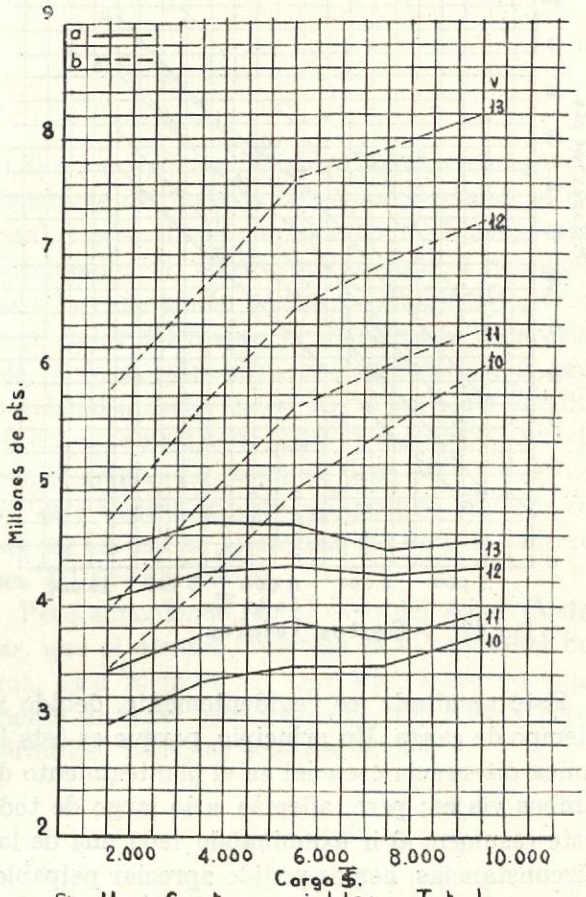


Fig. 11. Gastos variables. - Total

Esta divergencia se anula prácticamente al llegar a las 4.000 toneladas, acentuándose al aumentar el tamaño del buque, llegándose a dar la paradójica circunstancia de que en un buque de 10.000 toneladas y 10 nudos cuesta menos transportar una tonelada de mineral de Melilla a Rotterdam que de Bilbao a Bremen; concretamente, 127,13 pesetas por tonelada, contra 162,69; es decir, cuesta un 28 por 100 más en el segundo caso. Pero aún hay más, si aceptamos como índice de costo más real y aproximado el costo de transporte por tonelada y milla,

tendremos unas 0,16 pesetas en el viaje Bilbao-Bremen, contra 0,084 en el segundo; es decir, cuesta *prácticamente la mitad.*

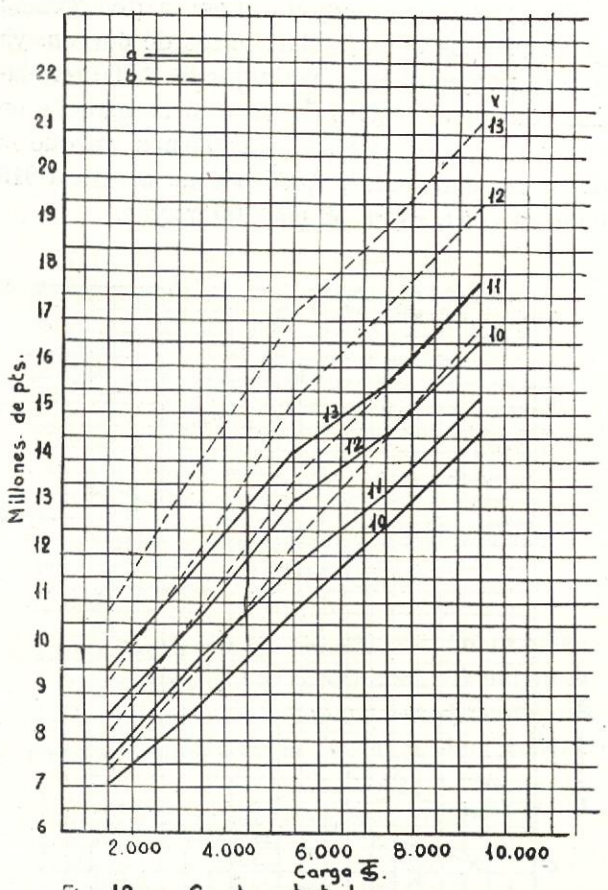


Fig. 12 Gastos totales

Este resultado es, evidentemente, debido al tiempo de carga. En principio, porque es ésta la única diferencia esencial en el planteamiento de ambos viajes; pero, además, a lo largo de todo este resumen, al ir examinando cada una de las circunstancias, hemos podido apreciar palpablemente la influencia de esta característica en cada uno de los aspectos económicos del viaje del buque.

Hemos visto al principio de este resumen, con cifras, la trascendencia de ahorrar un solo día de carga. Hemos llegado a una cifra concreta de ahorro en costo inicial de un buque y de los gastos anuales de explotación, y creemos firmemente que los gastos de instalación y conservación de cargaderos más eficentes son de menor trascendencia, habida cuenta del gran número de buques que al cabo del año se beneficiarían de la transformación.

Finalmente, y como consecuencia de todo lo anteriormente dicho, se concreta que en el viaje Bilbao-Bremen, el buque más económico es el de 4.000 toneladas, y esto de una forma neta y marcada, mientras que en el viaje Melilla-Rotterdam el más económico es el de 8.000 toneladas, para velocidades altas, y en absoluto, el de 6.000 toneladas y 10 nudos, marcando una tendencia a aumentar el tamaño con la velocidad.

Para terminar, hemos de hacer notar que, dados los fletes actuales para mineral, unos 22', o sea unas 121 pesetas por tonelada, a lo que hay que descontar los gastos de comisiones, seguros, etc., inherentes al flete, aumentándole, por el contrario, los gastos de estiba y carga que hemos considerado aparte, la explotación económica de estos buques no sería rentable, salvo acaso en el más económico y en el viaje Melilla-Rotterdam. La razón principal estriba en el valor de los buques, que se traduce en unos gastos fijos muy elevados y que convendría,

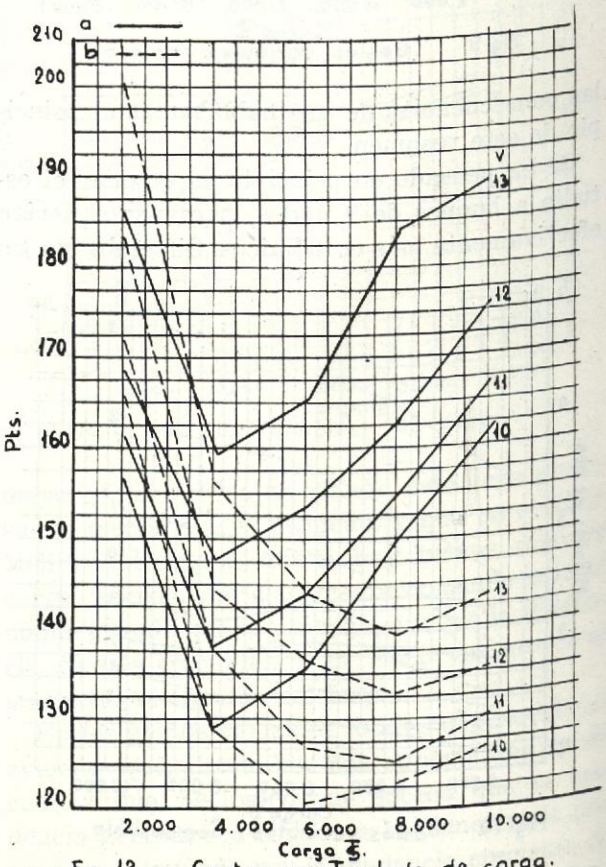


Fig. 13 Gastos por Tonelada de carga.

como es natural, reducir. Para ello es imprescindible un abaratamiento del coste inicial de los buques y la ayuda más eficaz de los organismos competentes, aunque todo ello se sale ya de los límites de este comentario.

DISCUSION

SR. PINACHO: Debo, ante todo, felicitar al señor Costales por su interesante trabajo y por la forma de exponerlo. En España se ha dado muy poca importancia al proyecto de buques desde el punto de vista de su utilización económica, y los proyectistas se han limitado, en general, a tomar como base buques-tipo extranjeros que, si bien pueden ser explotados económicamente en otros países, no resultan económicos en nuestra patria. Es de esperar que una vez planteado el problema, como lo ha hecho en forma clara el señor Costales, armadores y constructores se den cuenta de su importancia y colaboren en el proyecto de los buques para lograr optener los tipos más adecuados para cada servicio.

La lectura de este trabajo me ha sugerido unos comentarios que he expuesto al autor y, por creer ambos que estos comentarios plantean un dilema que puede resultar interesante, hemos decidido exponerlos al Congreso con objeto de oír opiniones más autorizadas que la mía que puedan aportar alguna luz al dilema planteado.

El señor Costales entiende que el buque más económico para un servicio determinado es el que produce un coste por tonelada transportada más barato, y prescinde del flete alegando que como éste sufre unas oscilaciones grandes es preferible no tenerlo en cuenta por no poderse prever fácilmente.

Yo creo que el buque más económico, desde el punto de vista del armador, debe ser el que produce mayor beneficio al capital invertido, no pudiendo prescindirse del flete devengado, porque este flete tiene una gran importancia en dicho beneficio. Además, el armador, cuando encarga la construcción de un buque, no debe tener en cuenta solamente que ese buque sea el más económico para un servicio determinado, sino que además sea rentable. En el ejemplo puesto por el señor Costales del flete Bilbao-Bremen de 22 chelines, ningún armador contrataría la construcción de ninguno de los buques estudiados, puesto que el más barato produce un flete de coste de 120 pesetas la tonelada, si no viese en el mercado perspectivas más favorables para el futuro. Por tanto, el armador debe estudiar el mercado de fletes y suponer el flete que pueda existir durante el período en que va a explotar el buque, para ver si este buque es o no rentable.

Si llamamos c al coste por tonelada transportada; F al flete devengado; A a las toneladas transportadas anualmente, y C al capital invertido, el interés de ese capital será:

$$\frac{(F-c)\,.\,A}{C}.$$

Si no se aplica el Crédito Naval, como parece deducirse del trabajo del señor Costales, el capital C será el valor del buque, o al menos proporcional a él, puesto que el capital necesario para la explotación podemos considerarlo, frente al valor del buque, prácticamente despreciable, y de no considerarse despreciable, sí proporcional a dicho valor. En el caso del Crédito Naval el capital será el 40 % ó el 20 %, puesto que el crédito es de un 60 ó un 80 %, y el valor de c vendrá modificado, porque hay que tener en cuenta en el cálculo del flete los intereses del Crédito Naval.

Pero suponiendo, en el caso del señor Costales, que el capital invertido es el valor del buque, esta fórmula, en que interviene no solamente el coste por tonelada, sino estos otros términos, podemos expresarla así:

$$i=\frac{(F-c)\,A}{C}=(F-c)\,.\,\frac{A}{C}$$

En época de fletes bajos, una pequeña variación del flete de coste c tiene una gran influencia en la fórmula. Sin embargo, cuando los fletes son altos, una variación de c tiene menor influencia, teniéndola mayor la relación

$$\frac{A}{C}.$$

Con los mismos datos que da el señor Costales vemos, en el caso de los buques de 4.000 toneladas y de 10.000 toneladas de la tabla B, que a pesar de ser el coste por tonelada más barato en este último, a partir de un flete de

148,56 pesetas resulta más económico el buque de 4.000 toneladas. Esto es fácil de deducir: Si llamamos i_1 al interés que produce el primer buque, e i_2 el que produce el otro, tendremos:

$$i_1 = (F - c_1) \frac{A_1}{C_1}$$

$$i_2 = (F - c_2) \frac{A_2}{C_2}$$

Estos dos buques producirán el mismo interés cuando $i_1 = i_2$.

Bastará igualar estas dos ecuaciones y deducir el valor de F, que se obtiene, que es precisamente: 148,56 pesetas. Es decir, el armador debe prever el flete que habrá en el período en que trata de explotar el buque y el más económico entre ambos buques será uno u otro, según los fletes sean superiores o inferiores al valor de $F = 148{,}56$ pesetas deducido.

En resumen, entiendo que el buque más económico para un servicio determinado no es el que produce un coste por tonelada transportada más bajo, sino que para la elección del tipo de buque más económico hay que tener en cuenta el flete devengado. Cuando los fletes son bajos podemos considerar suficientemente aproximada la afirmación del señor Costales: el buque más económico es el que produce un flete de coste más barato, pero cuando los fletes son altos el buque más económico es aquel en que A/C es mayor, teniendo relativamente poca influencia el flete de coste.

SR. APRAIZ: En el proyecto del buque el señor Costales no ha tocado el tema de la elección de la maquinaria propulsora, que tiene mucha influencia en el rendimiento del buque. Ese tema se va a tratar en otra Memoria que se va a presentar en la sesión de esta tarde.

Sin embargo, es un tema importante, puesto que en un cierto buque petrolero rápido cuyo proyecto tuve ocasión de estudiar, la maquinaria propulsora y las instalaciones auxiliares llegaron a alcanzar el mismo valor que el resto del barco.

Agradecería que el señor Costales me aclarase una cuestión: dice que es económico prever que la maquinaria auxiliar sea de vapor, para lo cual estima que el vapor se producirá en una caldereta de gases de escape con quemadores; este vapor movería, además de la maquinaria de carga, el molinete y el servomotor.

Conozco el caso de un buque similar al propuesto por el señor Costales que tiene toda la maquinaria auxiliar de vapor, incluso el servomotor del timón: se trata de un buque vapor al que se le instaló un motor. Pero nos encontramos con que la producción de vapor en la caldereta era suficiente para la marcha normal del buque en la mar, cuando el timón tiene que accionarse poco; pero precisamente en las entradas y salidas de puerto, que es cuando tiene que accionarse más el timón, la producción de vapor es mínima porque lo es también la potencia del motor; en estas condiciones el servomotor absorbía momentáneamente grandes cantidades de vapor que la caldereta de escape no podía proporcionar. La única manera de disponer de suficiente cantidad de vapor es montando grandes calderas, en cuyo caso la instalación se complica mucho, porque si además de poner motor propulsor Diesel se instalan grandes calderas, que sirvan para dar vapor a las máquinas auxiliares, el precio aumenta y el espacio que absorbe este sistema resta volumen de carga al buque.

Yo quisiera que me aclarase el señor Costalas hasta qué tipo de potencia o tamaño de caldera él cree que sería económico emplear este sistema mixto.

SR. SENDAGORTA: El señor Costales nos ha expuesto el interesantísimo problema de la economía del conjunto de la flota. En su trabajo destaca la importancia de los medios de carga de puerto para el rendimiento económico del buque, sobre cuyo asunto creo que los Ingenieros Navales españoles se han ocupado poco hasta ahora. En las revistas extranjeras se ve la enorme importancia que se da a estos medios modernos de transporte y carga. Es posible que en España se ocupen algunas personas u organismos de esta interesante cuestión, pero a nuestros círculos no llegan estos problemas, y quisiera saber si habría forma de dar vitalidad al estudio de estos temas.

SR. PÉREZ A.-QUIÑONES: Dado el gran interés que presenta la predeterminación de las "Características básicas" de los barcos, con vis-

ta a tener la certeza de que su explotación ha de ser económica cuando se construya, es por lo que ruego al señor Costales nos indique si considera que puede ser útil un estudio estadístico de las citadas características en los buques ya construídos, con el fin de que aquellos organismos que reúnen todos o parte de los datos consignados en el trabajo que hemos escuchado, los den para su recopilación y publicación a nuestra Revista Técnica y también por el interés que puedan tener en la creación del plan de modernización de nuestra flota mercante, para fijar los tipos de buque más rentables para la economía nacional.

SR. GONZÁLEZ LLANOS: Deseo felicitar al señor Costales por su trabajo. Creo, como el señor Sendagorta, que la consecuencia más importante que interesa sacar de él es la influencia que demuestran tener unos malos medios de carga comparados con otros buenos, de modo que se ve que el armador no sólo depende de los astilleros, de lo que cuestan los barcos, sino en una medida importantísima—especialmente cuando se trata de barcos tan particulares como estos que cargan mineral—, de las facilitades de los puertos, y esto no sólo alcanza al armador, sino a toda la economía nacional. Parece un poco absurdo que puertos exportadores de mineral estén, por lo visto, tan pésimamente dotados para dicha exportación. Es un interés, no sólo del armador, sino también del exportador y del minero.

El señor Sendagorta sugería si habría posibilidad de tomar todo esto en consideración, y yo creo que es a las Juntas de Obras del Puerto a quien habría que acudir, si estas instalaciones de cargaderos de mineral dependen de ellas, como ocurre con otros medios de carga y descarga.

Respecto a la economía del empleo del vapor en las auxiliares de cubierta, que toca el señor Apraiz, es necesario hacer números, pero intuitivamente no parece que el sistema, aunque sea el más barato de coste, haya de ser el más adecuado para defender los intereses del armador en los gastos diarios de a bordo. Y nada más. Me resta reiterar la felicitación muy cordial al señor Costales por el interesantísimo problema planteado y hago votos porque estos estudios prosigan en otras direcciones o tráficos.

CONTESTACION

SR. COSTALES: Quiero, en primer lugar, dar las gracias a todos los que han intervenido en esta discusión, y empezaré por contestar al señor Pinacho.

La cuestión planteada por éste, es básica y sumamente interesante, ya que plantea un principio de estimación de la economía del buque totalmente distinto del mantenido en esta Memoria y que, por tanto, conduce a resultados diferentes, pudiendo, por tanto, invalidar los resultados. Voy, por ello, a tratar de explicar las razones que me han movido a plantear el problema de esta forma.

La fórmula indicada por el señor Pinacho, tengo que admitir que es absolutamente correcta y basada en principios económicos absolutamente ortodoxos. El buque más económico basado en éstos es aquel que produzca un mayor interés al capital en él invertido. Sin embargo, esta fórmula tiene para mí un grave inconveniente, en el sentido de que existe en ella un elemento incierto, que es el flete, y que al variar, como tiene por desgracia la costumbre, invalida los resultados de la fórmula.

Es evidente que el procedimiento de hacer máximo el interés es hacer el coste de transporte menor, las toneladas transportadas máximas y el coste del buque mínimo. Ahora bien, todo ello, desgraciadamente, no puede conseguirse a la vez y, por tanto, si queremos ver la fórmula en conjunto hay que hacer intervenir el flete, y siguiendo un procedimiento análogo al empleado en este trabajo, determinar el buque más económico.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que si nos basamos en un flete determinado, existe el inconveniente de que no podemos prever el flete más que para un espacio de tiempo limitado. Todos sabemos que la vida del buque no es corta y, por tanto, durante ella han de producirse alteraciones de fletes, que pueden ser grandes, casi diría tremendas. Si nos basamos en el flete, el planteamiento del problema caerá por su base, tan pronto cambien el flete. Realmente se plantea un dilema, que debemos aclarar desde el principio. Consiste en saber si fijado el flete vamos a tratar de aumentar el interés, aumentando la relación A/C, aun a costa de aumentar ligeramente el coste de transporte "c", o bien

vamos a decidirnos por una solución más segura, que es disminuir "c", con lo que, sea cualquiera el flete, aumentaremos (F-c) y con ello el interés obtenido.

De estas dos soluciones, me inclino a reducir a ultranza el coste del transporte, y procuraré explicar mis razones, que aunque acaso pueda parecer que son contrarias a los principios económicos teóricos, creo se basan en hechos reales.

Supongamos dos buques que llamaremos "A" y "B", el primero proyectado de acuerdo con la fórmula del señor Pinacho y el segundo bajo el principio del mínimo coste de transporte. Supongamos, para empezar, un flete alto. En ese caso el buque "A" conseguirá, en principio, un interés algo más elevado que el "B". Si los fletes comienzan a bajar llegará un momento en el que, según el ejemplo del señor Pinacho, al llegar a 148,56 pesetas por tonelada, el interés producido por ambos buques será el mismo. Si continuamos bajando el flete, llegará un momento en que mientras el buque "A" anula su beneficio y comienza a perder, el "B" seguirá produciendo beneficios, y debemos tener en cuenta que las pérdidas del buque "A" serán tanto mayores relativamente, cuanto mayores hayan sido sus beneficios con fletes altos, es decir, el buque "A", al tener un A/C mayor que el "B", incrementará por igual sus beneficios y sus pérdidas. Vemos, pues, que una posible baja de fletes afecta extraordinariamente al buque "A", mientras que el "B" podrá seguir navegando mientras el otro lo hace con pérdidas o incluso tiene que amarrar.

Por otra parte, entiendo que la base del negocio naviero, vistas las grandes alteraciones de fletes de todos conocidas, debe ser la seguridad de rendimientos más que la cuantía relativa de éstos, y además el buque debe poder hacer frente siempre a la competencia, como lo haría el buque "B", que podría siempre, al admitir fletes más bajos, tomar cargamentos que el "A" se vería obligado a rechazar por ruinosos y, por tanto, este buque, aunque de rendimiento teóricamente superior, lo tendría nulo al no poder realizar el viaje. Por todo ello creo lo prudente, al hacer una inversión del volumen que representa un buque, y especialmente teniendo en cuenta el largo plazo a que esta inversión se hace, es buscar ante todo la seguridad, teniendo en cuenta, además, que el buque proyectado con esta base, el único inconveniente que tiene es que con fletes altos da un rendimiento ligeramente más bajo que el "A" y verdaderamente creemos que este no es un gran inconveniente, ya que con fletes altos, todos los buques ganan dinero, más o menos, pero ganan bien. En cambio, este buque tiene la gran ventaja de que al bajar los fletes, es decir, cuando las cosas se ponen mal, ganará más que el otro e incluso navegará mientras otros tengan que amarrar. Y por ello, es por lo que entiendo, como ya he dicho antes, que los buques deben ser proyectados, salvo las circunstancias limitativas de que hablamos al principio de este trabajo, para tener la máxima defensa en caso de baja de fletes.

El señor Pinacho ha estado pesimista sobre la cuestión del flete, ya que no se ha dado cuenta de que los gastos de carga y descarga, normalmente deducibles del flete, ya han sido considerados en los gastos.

El señor Apraiz plantea una cuestión sobre las máquinas. Francamente, entiendo que ese es uno de los varios puntos que se deben tocar. La cuestión de las calderetas y auxiliares a vapor, no hay que olvidar que no la hemos tratado en términos generales, sino que me he referido exclusivamente al tipo de buques de que tratamos, que no tienen maquinaria de carga en cubierta. El problema de falta de espacio que plantea el señor Apraiz, no existe en estos buques, en los que la gran densidad de la carga hace que sobre espacio por todas partes. Naturalmente, sería en todo caso preciso hacer números, pero puedo indicar la Memoria de "Doxford", que prevía tres instalaciones auxiliares eléctricas, a vapor y mixtas. En esta Memoria se llegaba a economías favorables a la solución de vapor, aun a pesar de tratarse de un buque tramp, con abundantes maquinillas en cubierta. Pero, en fin, repito, que, desde luego, esta no es una cuestión fundamental en el trabajo que estamos comentando, y que se ha mencionado únicamente como un ejemplo sobre cómo pueden variar las características de un buque de acuerdo con su destino.

En lo referente a las observaciones del señor Sendagorta, no puedo sino mostrarme en un todo conforme con él. Parece que se ha aludido a los cargaderos de Bilbao, pero hemos de

tener en cuenta que Bilbao es la regla, no la excepción, en todo caso representada por el cargadero de Melilla. Tan es así que es frecuente contratar fletes más bajos para ir a cargar a Melilla que a cualquier otro puerto nacional.

El señor Pérez Alvarez-Quiñones aboga por la realización de estudios similares en todos los buques que se construyen. Creo, francamente, que la labor sería pesadísima y que no es necesario, ya que la cuestión, en el mejor caso, interesaría a pocas personas. Si se decidiera que la cosa es interesante no veo ningún inconveniente en hacerlo.

Finalmente, el señor González Llanos, cuya intervención agradezco especialmente, ha tocado alguno de los puntos mencionados por el señor Apraiz, a los cuales creo haber contestado ya y viene a apreciar que el armador depende de otros que no son los Ingenieros Navales. Depende, desde luego, de muchos factores, pero no cabe duda de que todos ellos, en la medida posible, deben reflejarse en el proyecto básico y deben tomarse todas las medidas para que el estudio que haya de realizar el Ingeniero Naval sea económicamente el más aceptable.

Hay otras cuestiones: el por qué se ha escogido el transporte de mineral. No es por una razón particular, sino porque al hacer cargamentos completos y uniformes facilita mucho el planteamiento concreto de la cuestión, cosa que no ocurre, por ejemplo, con la carga general, en que, por desgracia, un buque cargado de mercancías totalmente dispares hace el planteamiento del problema más delicado y difícil, debiendo forzosamente hacerse muchas apreciaciones personales poco aptas para ser sometidas a discusión.

Con esto creo haber contestado a todos los señores que han intervenido en la discusión.

TENDENCIAS Y DESARROLLO DE LA MAQUINARIA PRINCIPAL MARINA (*)

POR EL

Dr. DOREY

INSPECTOR GENERAL DEL LLOYD'S REGISTER

INTRODUCCIÓN.

La historia de las máquinas marinas está confinada a un período de poco más de ciento cincuenta años. La primera época va del año 1800 al 1850, y comienza con la primera aplicación satisfactoria de la máquina de vapor horizontal de doble efecto moviendo el barco de ruedas "Charlotte Dundas". Al terminar este período, el constructor de máquinas marinas aseguró su posición con la utilización de máquinas verticales u horizontales que movían ruedas o una hélice con un grado razonable de seguridad; siendo confinada la expansión del vapor a un solo cilindro.

El segundo período de cincuenta años dió a conocer unos progresos enormes, tanto en el tamaño como en la potencia de las máquinas marinas. El aumento comparativo de la presión de las calderas y la considerable reducción en el consumo de combustible, fué principalmente debido a la demanda de potencia y velocidad en los barcos de guerra y en los de pasaje. La máquina alternativa reinó de una manera absoluta en este período, durante el cual la máquina de alta y baja presión dió paso a la de triple y a la de cuádruple expansión. Como una indicación del progreso realizado, se puede señalar que la introducción de la máquina de alta y baja redujo el consumo de unos 2.300 a 900 gramos/IHP. y hora, mientras que con la máquina de triple expansión el consumo de carbón fué reducido a 726 gramos/IHP. Hacia la terminación de este período, la turbina de vapor, debida a los esfuerzos de Charles Parson, dió esperanzas a mayores progresos. Las calderas acuotubulares aparecieron en un número de tipos diferentes y el quemar combustibles líquidos en las calderas recibió una atención particular.

Durante el tercer período, años 1900 al 1950, se produjeron más adelantos aún. Para grandes potencias la máquina alternativa de vapor tuvo que dar paso a la turbina, con la que se consiguieron potencias de hasta 50.000 caballos al eje por cada hélice y 150.000 a 200.000 caballos al eje, por barco. Igualmente, fué espectacular durante este período el progreso en el desarrollo y uso del motor Diesel en su aplicación a la marina, desafiando a la máquina de vapor en el campo de eficiencia y seguridad.

Esta amenaza fué tan seria durante el año 1920 y principos de 1930, que obligó a los constructores de las máquinas alternativas a proyectar tipos más comerciales con vistas a igualar el consumo de combustible en estos dos ti-

(*) Conferencia pronunciada por su autor el día 27 de abril de 1955 en la Escuela Especial de Ingenieros Navales.

pos de máquinas. Se "estrujó" la termodinámica con relación a las máquinas, usando más el vapor recalentado; aplicando un recalentamiento del vapor entre el cilindro de alta y de media, e introduciendo cilindros del tipo uniflow. También se introdujeron las turbinas movidas con el vapor de escape, con objeto de poder utilizar con las máquinas alternativas toda la expansión posible del vapor. Con estas modificaciones se redujo el consumo de combustible a unos 450 gramos de carbón o 380 gramos de fuel-oil por caballo indicado y hora.

El año pasado se montó una instalación interesante en el barco de carga "Barón Androssan". La máquina alternativa de triple expansión trabajaba con vapor recalentado de 340° C. y 14 kg/cm². de presión. Un cambiador de calor, alimentado con vapor recalentado, recalentaba el escape de vapor del cilindro de alta antes de ser admitido en el de media, y al escape de vapor del cilindro de baja se le hacía pasar por una turbina Bauer-Wach acoplada también al eje de la hélice. En las pruebas se consiguió un consumo de combustible de 338 gramos de fuel-oil por caballo indicado o 19 toneladas por día. Esta instalación no es usual, sin embargo. Entre los años 1920 al 1936 el progreso de los motores Diesel fué notable. El tipo de cuatro tiempos fué reemplazado por el de dos tiempos de simple y doble efecto. Se introdujo la inyección sólida y se construyeron grandes máquinas de simple efecto y de cilindros opuestos que desarrollaban más de 1.250 caballos al freno por cilindro. Por otra parte, se consiguió reducir el consumo de 204 a 168 gramos de Diesel oil por caballo al freno, aumentando el rendimiento mecánico de 75 % a un 87 %, dependiendo del tipo de máquina.

El motor Diesel predominaba como propulsor de las nuevas construcciones mercantes, pero se siguieron montando instalaciones de máquinas alternativas de vapor a causa principalmente de la bien probada seguridad. La popularidad de la turbina de escape decreció y pasó la cumbre del desarrollo de la máquina alternativa de vapor.

Durante los años recientes se han introducido nuevos tipos de máquinas para la propulsión de barcos en adición a los adelantos importantes en el terreno de motores Diesel y turbinas de vapor. Pero el motor Diesel ha continuado siendo el más económico y es al que, sin ninguna duda, se le da consideración principal como aparato propulsor.

El motor Diesel.

Existe poco campo para conseguir más economía en este tipo de motores, puesto que el consumo de combustible está llegando a los límites teóricos. Los últimos progresos se refieren principalmente al aumento específico de potencia por medio de la sobrealimentación y a la combustión en ellos de petróleo de calderas.

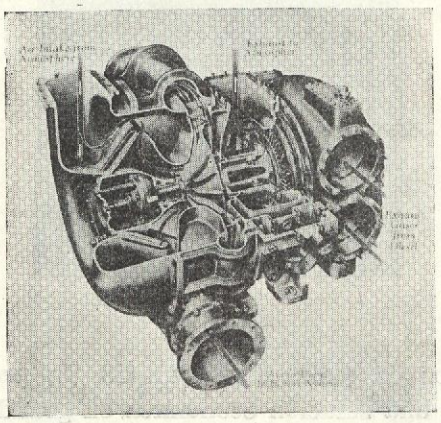


Fig. 1.

La mayoría de los buques a motor de grandes potencias y de velocidades de motor bajas y medias, han sido equipados para quemar fuel-oil, puesto que se puede obtener un ahorro del 30 % en el coste del combustible. Este hecho, en unión con el consumo específico de combustible de 159 gramos de combustible líquido por caballo al freno, ha dado al motor Diesel una ventaja sustancial en la economía sobre sus rivales. Constructores de motores Diesel muy revolucionarios, han reconocido también la ventaja de quemar residuos de combustibles líquidos, progresando favorablemente sus estudios experimentales.

La posibilidad de quemar fuel-oil con éxito depende de que la extracción de los constituyentes que forman escorias o dejan residuos sea lo suficientemente buena y, por otra parte, de que el combustible esté a una temperatura apropiada para la atomización. Es esencial el centrifugar en dos etapas y es también aconsejable aislar los cilindros del cárter, con objeto de impedir la contaminación del aceite lu-

bricante con el azufre contenido en los productos de la combustión. La velocidad de desgaste de las camisas de los cilindros como consecuencia de quemar petróleo de calderas, ha presentado serios problemas. Nuevas emulsiones de aceite lubricante de cilindros han reducido los desgastes hasta un 80 %, probando que es una solución económica en grandes motores Diesel.

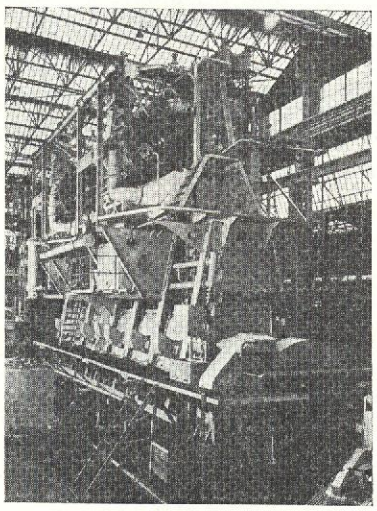


Fig. 2 (a).

Con respecto a la preferencia del tipo de máquina, independientemente del combustible, las del tipo grande de doble efecto han dado paso a las del tipo de simple efecto y dos tiempos, debido al reajuste, dificultades del personal y a las ventajas de la sobrealimentación. En el momento actual, el tipo de dos tiempos representa aproximadamente el 80 % de todos los motores propulsores Diesel en los barcos mercantes. Los motores de cuatro tiempos, eclipsados en los últimos años por el progreso de los motores de dos tiempos, han progresado también, usando sobrealimentaciones elevadas y formas compactas por algunos constructores.

Con el sistema establecido por Buchi, alimentando con aire sin enfriar a 0,35 kg/cm^2., son posibles presiones medias indicadas de 10,5 kilogramos/cm^2.; con el nuevo sistema, se alimenta con aire enfriado a una presión de 2,1 kilogramos/cm^2., y se puede obtener una presión media de hasta 21 kg/cm^2. En algunos casos la presión media está limitada a 15 kg/cm^2., con una presión del aire en la admisión de un kilogramo/cm^2., enfriado en un solo enfriador. Hay algún proyecto en el que el aire se sigue enfriando al expandirse dentro del cilindro; en este caso la válvula de escape cierra antes de terminar el período de admisión.

M. A. N. ha presentado un motor Diesel de seis cilindros y cuatro tiempos, del tipo de cruceta, de 450 mm. de diámetro y 660 mm. de carrera, en el que los gases de escape se barren por un compresor axial de 14 grupos de paletas movido por una turbina de triple expansión. Se emplea un enfriamiento intermedio y posterior y a plena potencia la presión suministrada es de unos 2,5 kg/cm^2. El motor desarrolla 2.800 BHP. a 250 r. p. m., y cuando trabaja con aceites pesados, el consumo específico de combustible llega a los 141 gramos/BHP y hora. El rendimiento mecánico es 91 %, lo cual es excelente para este tipo de motores, alcanzando el rendimiento total la cifra de 45 %.

Los motores de dos tiempos han sido adaptados para admitir un grado moderado de sobrealimentación sin aumentar la afluencia del calor a las culatas, cilindros y pistones. Un aumento de potencia de 30-35 % se consigue con presiones medias de 9,15 kg/cm^2., que es la máxima que se puede obtener con este sistema. El aire de la sobrealimentación es suministrado por una turbina-soplante de gas de escape, ya sea en serie (Doxford) o en paralelo (Werkspoor) con la bomba de barrido movida por el motor y en general es enfriado. En algunos casos no se emplean bombas de barrido movidas por el motor, y todo el aire de barrido ha sido suministrado por la turbo-soplante (Burmeister & Wain) (Harland & Wolff).

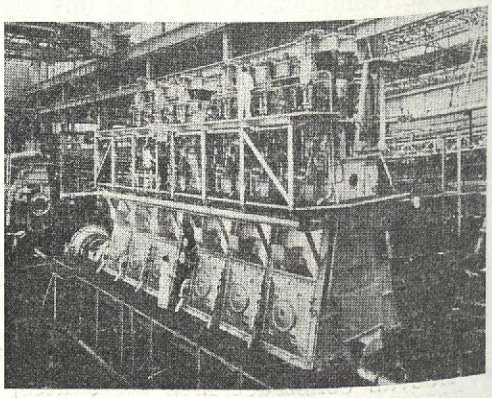


Fig. 2 (b).

Este desarrollo de la sobrealimentación ha permitido que los motores de dos tiempos pue-

dan competir con las turbinas de vapor en buques mixtos y grandes petroleros de una sola hélice, donde se requieren potencias entre 10.000 a 17.000 SHP. La mayoría de los fabricantes de grandes motores Diesel de pocas revoluciones y acoplados directamente a las hélices, ofrecen potencias por cilindro de 1.250 a 1.650 BHP. En algunos casos han sido estudiadas potencias hasta 2.150 BHP por cilindro, pero aún no han

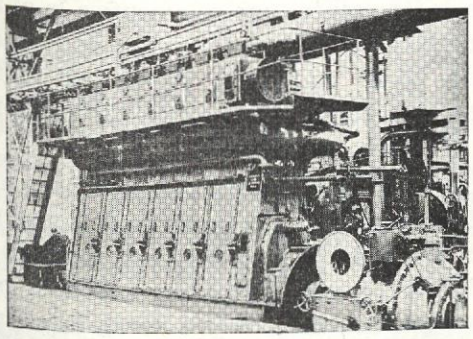


Fig. 3.

sido puestas en servicio. Hay motores sobrealimentados con potencias de cerca de 18.000 BHP. y consumo de 145 a 163 gramos/BHP., hora.

Potencias de 15.000 BHP. pueden ser también obtenidas con dos motores rápidos moviendo una sola hélice por medio de engranes de reducción 2 : 1. Los progresos en este tipo de motor permiten aumentos considerables en la potencia total instalada.

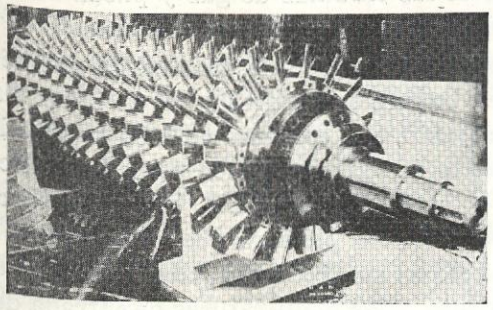


Fig. 4.

Motores de altas revoluciones en "V" y "Delta", están siendo construídos por muchos fabricantes hasta con 24 cilindros. Algunos proyectos, teniendo en consideración su tamaño, desarrollan potencias hasta 2.500 BHP. a 1.000 revoluciones por minuto. Es posible que llegue el momento en que los armadores tendrán que instalar este tipo de maquinaria con propulsión eléctrica para evitar los gastos y demoras de las reparaciones. Uno o más motores de respeto facilitarán el recambio, y el recorrido y reparación se harán en tierra. Un fabricante de motores en los Estados Unidos ha pensado ya en fabricar en serie, a bajo precio, grupos eléctricos a motor para instalaciones marinas, y al mismo tiempo propone establecer un servicio eficaz de mantenimiento. Los armadores no están todavía convencidos de que esta proposición resuelva el aumento del coste de reparaciones y hay diferencia de opiniones sobre si las instalaciones de grupos de motores de altas revoluciones representan la propulsión futura para la marina.

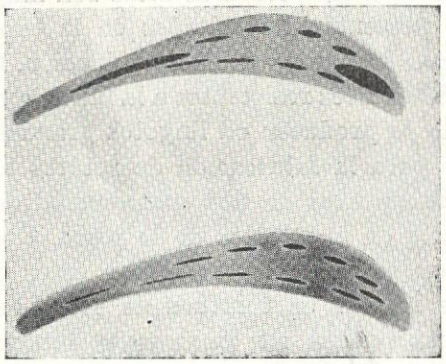


Fig. 5.

TURBINAS DE GAS.

El rendimiento térmico de una turbina de gas de ciclo abierto depende de la temperatura del gas al iniciar la expansión, la cual, por razones de duración de los materiales metálicos, está limitada a 650° C. Un rendimiento térmico del 20 % es posible con una temperatura de entrada de 650° C., pero se podría contar con un 40 % con 1.100° C. si pudiera perfeccionarse un sistema de enfriamiento satisfactorio.

Se ha investigado mucho con el fin de producir paletas de turbinas con agujeros axiales para conseguir el enfriamiento por aire. La fundición y otros medios han sido empleados para producir paletas de este tipo, pero los resultados no han sido adecuados para las partes rotativas de las turbinas. Las altas temperaturas y grandes esfuerzos encontrados en turbinas de gas requieren el uso de material forjado para paletas.

Recientemente se ha introducido un método

de fabricar aletas huecas de alta resistencia y material sano. Este proceso consiste en extrusión en caliente y ha sido aplicado a aleaciones de tipo "Nimonic". Se barrena para ello el tocho original con agujeros de la forma deseada, que se rellenan con material adecuado. Durante el proceso de extrusión en caliente, el material de relleno conserva la forma de los agujeros, y cuando éste se quita por medio de un ácido apropiado, resultan aletas con huecos axiales. Además, antes de quitar el material de relleno, el material extrusionado puede ser estampado, torcido o trabajado en caliente sin deteriorar los agujeros empleados para el enfriamiento con aire.

Todos los materiales empleados para partes sometidas a temperaturas altas son muy costosos y presentan dificultades en la producción de piezas forjadas y en su maquinación. Los aceros austeníticos resistentes a la fluencia térmica, cuando se producen en lingotes grandes a propósito para la fabricación de rotores forjados, son susceptibles de una disminución de la resistencia en el interior de la pieza. Dos métodos son empleados para evitar estos defectos en los rotores de turbinas de gas. Las piezas forjadas pueden ser barrenadas interiormente con una superficie lisa y examinadas por el "boroscope" para asegurar que no tienen inclusiones ni defectos, o bien los rotores pueden ser fabricados haciendo aparte los discos y los ejes de los extremos, y uniéndolos luego por soldadura. En el último caso las soldaduras circunferenciales de los discos están situadas cerca de la circunferencia exterior, donde los esfuerzos debidos a la fuerza centrífuga son menores. Los rotores forjados se fabrican con aceros ferríticos muy aleados, así como con aceros austeníticos. En la industria aeronáutica, los discos de acero austenítico de forma complicada no han dado buen resultado para turbinas de gas y muchos fabricantes prefieren discos de acero ferrítico con mejores medios de enfriamiento.

Las paletas fijas y rotativas se construyen con aleaciones "Nimonic" y de aceros austeníticos complejos. Las paletas de toberas y tubos de llama están sujetas a altas temperaturas, pero a bajo esfuerzo, y se fabrican con materiales de alta resistencia a la corrosión, tal como el acero austenítico al 25 % de cromo o aleaciones "Nimonic". La extrusión en caliente de estos materiales en secciones adecuadas para aros de apoyo y otras partes de bajo esfuerzo, ha sido un adelanto importante en estos últimos años.

Las disposiciones de turbinas marinas varían; pero, en general, la de A. P. mueve el compresor y la de B. P. produce el trabajo útil. Los compresores para servicios marinos e industriales son invariablemente del tipo axial, aplicándose los de tipo centrífugo solamente a la aviación. Las turbinas de marcha atrás no son prácticas, y para poder maniobrar deben ser montados engranes de cambio de marcha, propulsión eléctrica o hélices reversibles.

Las turbinas de gas para aplicaciones navales son de dos clases. La primera es de construcción ligera hasta 3,175 kg/HP., desarrollando hasta 6.000 SHP., y con las partes calientes proyectadas para una vida de mil horas bajo óptimas condiciones de régimen. Las unidades de este tipo se destinan principalmente para buques ligeros de la marina de guerra y su proyecto está influído por la práctica en la aviación. Con las temperaturas altas de entrada, de alrededor de 830° C., se consiguen solamente rendimientos térmicos del 20 %, pero es posible una marcha económica a régimen reducido debido a que la turbina de propulsión es mecánicamente independiente. Las unidades de este tipo están, en general, en período de experimentación para conseguir que puedan ser reconocidos los méritos de las turbinas de gas y pueda conseguirse un funcionamiento más duradero.

La segunda clase de turbina de gas se aplica en buques mercantes y en la industria. En el proyecto, son comparables con la práctica en turbinas de vapor y tienen pesos específicos de 11 ¼ a 13 ½ kg/SHP. para potencias de 6.000 SHP. Lo primero que se considera en el proyecto es su capacidad para un largo funcionamiento, y las temperaturas de entrada del gas son mantenidas por debajo de 700° C. A pesar de su desarrollo y el estudio intenso que se está efectuando por fabricantes de primera fila, solamente una turbina de gas ha estado en servicio prolongado en un buque mercante, y hay pocos indicios de un cambio sustancial en un futuro próximo. La turbina de gas a que nos referimos tiene 1.200 caballos, y ha sido construída por British Thompson Housten, habiendo

sustituído a uno de los cuatro motores Diesel en el petrolero "Auris", de propulsión Diesel-eléctrica. Con este equipo se ha ganado más de diez mil horas de experiencia, y los resultados han sido prometedores, aunque el consumo de 317 gramos/SHP. es algo alto para propulsión naval. La proposición de instalar maquinaria nueva en este buque con turbinas de gas y engranes, representa un avance importante en este campo de actividades. Se empleará una turbina de gas simple de 4.600 SHP. Como la temperatura de entrada del gas no excederá de 600° C., no se puede esperar una mejora en el consumo. Por esta razón, parece que esta unidad será experimental y se harán investigaciones sobre su seguridad en servicio y sobre la transmisión y funcionamiento en marcha atrás, que son problemas importantes.

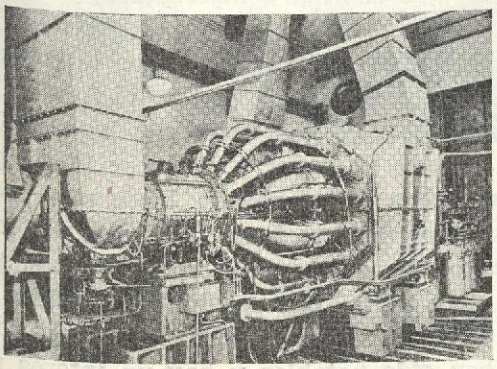


Fig. 6.

Queda aún la cuestión de si las turbinas de gas ofrecen economía y seguridad en comparación con la maquinaria ya establecida para buques mercantes. Los progresos hechos hasta la fecha indican que es posible un rendimiento térmico de alrededor de un 28 %, con un consumo de 227 gramos/SHP. por hora, quemando petróleo "Diesel" y, por tanto, si no puede probarse que la turbina de gas es más segura que el motor Diesel y que tiene menos cargas de mantenimiento, no interesará a los armadores, quienes pueden emplear los motores Diesel con un consumo de 159 gramos/SHP. El uso de fuel-oil como combustible presenta serios problemas y las tentativas para reducir el consumo empleando temperaturas de entrada más elevadas, tendrán un efecto adverso en la seguridad. Actualmente, todos los grados de combustible tienen un alto contenido de vanadio. Lo cual da lugar al pentóxido de vanadio, que se pone en contacto con los materiales de las aletas; y a temperaturas que excedan de 650° C., hace fusión con el óxido superficial que forma la capa protectora en todas las aleaciones resistentes al calor. Si el óxido de vanadio está en estado de fusión, la corrosión se acelera. La temperatura a que tiene lugar la fusión del depósito depende de otros constituyentes de la ceniza; entre ellos, los óxidos y sulfatos alcalinos reducen la temperatura de fusión. Es tan serio este problema, que es dudoso que cualquier material resistente al calor funcione satisfactoriamente en esas condiciones a temperaturas que excedan de 650° C.

Recientemente ha recibido consideración una solución posible, que es la de añadir compuestos anti-fusión al combustible. El coste de estas adiciones es demasiado alto para ser de valor práctico, pero el desarrollo de este sistema puede ser la solución adecuada.

Gran número de turbinas de gas han sido proyectadas para maquinaria auxiliar marina. Un equipo eléctrico, que ha estado funcionando para servicios de tierra, será montado pronto en buques mercantes. Es el equipo de 1.000 kW., construído por W. H. Allen, Sons & Co. La turbina de gas es de ciclo abierto, con un compresor axial movido por una turbina de dos fases. El calentador es de tipo anular, de dos pasos, con chorro cruzado, y alrededor de la máquina están dispuestas cámaras de combustión múltiples. Una turbina de una fase desarrolla la potencia moviendo el generador. La turbina de gas está proyectada para una vida de sesenta y cinco mil horas a 80 % de la máxima potencia en un clima moderado.

Generador de gas de pistones libres y turbina de gas.

En Francia, durante los años siguientes a la guerra, ha habido un progreso sorprendente en el desarrollo de equipos compuestos de generador de gas de pistones libres alimentando una turbina de gas sencilla. La simplicidad de esta máquina es interesante y, en vista de que la máxima temperatura del ciclo térmico se produce durante la combustión en el cilindro, es posible obtener buenos rendimientos térmicos, y como las temperaturas de entrada de las turbinas son relativamente bajas, no es necesario uti-

lizar materiales especiales resistentes a la fluencia térmica. La temperatura de entrada es menor de 500° C., con presiones de menos de cuatro atmósferas; el rendimiento térmico teórico en esta máquina, en relación con la caída adiabática de calor en el gas caliente, es aproximadamente del 40 %. Un rendimiento de la turbina del 88 % da, por consiguiente, un rendimiento total de 35 %. El consumo de 177 gramos/HP.-hora está entre el de la turbina de vapor y el motor Diesel, mientras que el peso de la unidad por BHP., de 20,9 kg., es muy favorable.

Han sido desarrollados dos tipos de generadores eléctricos, uno de 1.250 HP. (tipo GS-34) y otro de 420 HP. (gas), tipo CS-75. Dos del primer tipo han sido empleados en las instala-

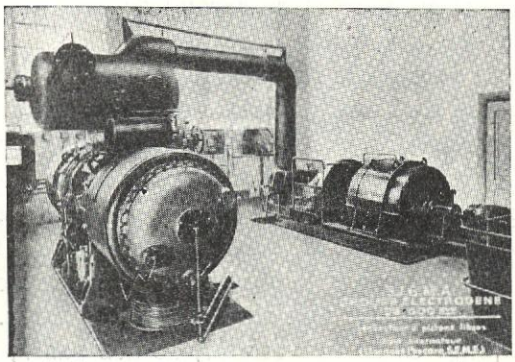


Fig. 7.

ciones de maquinaria principal de los buques de 800 toneladas de peso muerto, "Cantenac" y "Merignac".

Las turbinas de gas tienen tres ruedas para marcha avante y una para marcha atrás, y una caja de engranes de doble reducción que reduce las 9.000 r. p. m. de las turbinas a 220 r. p. m. en la hélice. Para el arranque de los generadores de gas se emplea "gas-oil" y en trabajo normal el "aceite pesado" a 30° C. es elevado a 90° C. antes de ser pulverizado.

Las dos unidades son capaces de dar hasta 1.800 HP. a 220 r. p. m., pero las características del casco sólo requieren 1.250 HP. El peso total de la instalación es de unas 70,5 toneladas (40,5 kg/máx. HP.), y junto con su poco volumen ofrece una disposición admirable.

Este tipo de instalación está en las primeras fases de desarrollo para su aplicación en la marina. En su forma actual, se ha propuesto que podrán ser obtenidas potencias de hasta 20.000 HP., empleando un número de generadores de gas que trabajen en parejas y suministren a dos turbinas de gas. Podrían ser instalados generadores adicionales con el fin de aplicar un programa de recorrido comparable con las instalaciones de motores Diesel en grupos.

Con las limitaciones actuales en los materiales para altas temperaturas, esta instalación parece ser el sistema más lógico de utilizar las turbinas de gas para propulsión, y tal vez sea la única forma de turbina de gas que tiene probabilidades de un empleo amplio para esta aplicación durante los próximos diez años. Además, el funcionamiento de marcha atrás, el ataque del material de las aletas por los compuestos de vanadio y los problemas de chumaceras, son de poca importancia, comparados con los de las turbinas de gas de altas temperaturas, y sus partes movibles son pocas, en contraste con el motor Diesel. Parece, por tanto, que la combinación de generadores de gas de pistones libres con la turbina de gas, tendrá su lugar al lado de la turbina de vapor y el motor Diesel para uso marítimo. En el pasado, los gastos producidos en las muchas tentativas para perfeccionar estos tipos han sido considerables, pero hubo poco éxito. Los resultados logrados por S. I. G. M. A. en la resolución de estos problemas han sido notables y hay un interés muy grande en conocer los resultados de su funcionamiento en servicio.

La turbina de vapor.

El aumento del coste del aceite combustible y la introducción de los motores Diesel para potencias elevadas, que antes se asociaban con las turbinas de vapor, han dado por resultado que los fabricantes de turbinas de vapor hayan intensificado el desarrollo de instalaciones más económicas. Las calderas acuo-tubulares han llegado a un rendimiento de cerca del 90 %, y hay poco margen para mejorar este valor. En la búsqueda de rendimientos totales más elevados, el objetivo principal ha sido elevar la temperatura máxima del ciclo. Tal desarrollo está limitado, sin embargo, por la fluencia térmica y la tendencia a la oxidación de las aleaciones existentes, así como el coste de las mismas.

Las condiciones de funcionamiento de los va-

pores británicos pueden ser consideradas como sigue:

Práctica actual: 42 kg/cm²., 455° C.
Proyecto avanzado: 50 kg/cm²., 510° C.
Tendencia: 85 kg/cm²., 595° C.

La práctica terrestre británica emplea ahora presiones de vapor de 105,5 kg/cm². y una temperatura de 566° C. La práctica marina ameri-

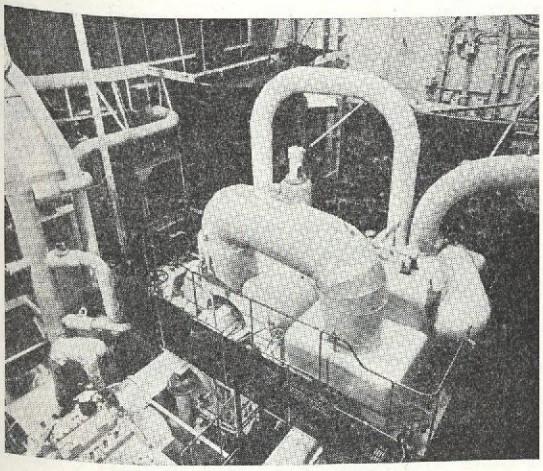


Fig. 8.

cana ha llegado a 45,7 kg/cm². y 549° C., para una turbin ade vapor normal, o 101,94 kg/cm². y 400° C., cuando se emplea un recalentador intermedio.

Los escantillones y esfuerzos de proyecto están basados en los esfuerzos de fluencia térmica, que producen, a la temperatura de régimen, un 0,1 % de alargamiento en cien mil horas (veinte años de vida para un buque) para partes tales como los rotores de turbina, y un 0,3 por 100 de deformación para tuberías de vapor. Las industrias metalúrgicas merecen ser elogiadas por los datos aportados sobre la fluencia de los materiales en uso general durante largos períodos. J. Glen, por ejemplo, ha realizado pruebas individuales de fluencia sobre aceros Mo. V. que han durado hasta más de ciento treinta mil horas. Muchas de las pruebas fueron hechas sobre barras forjadas, con tratamiento térmico, y falta mucha información sobre los efectos del trabajo en frío, soldadura y otros procesos de fabricación. En consecuencia, las instalaciones de vapor avanzadas deben ser consideradas en período de experimentación, hasta que haya sido obtenido el verdadero comportamiento en servicio de estos materiales.

Materiales empleados para tubos de recalentadores y vapor.

(Nota: Se ha de suponer que la temperatura del metal de tubos del recalentador está de 10 a 40° C. por encima de la temperatura del vapor.)

Aceros al carbono ordinarios: temperatura del vapor hasta 455° C.
Aceros al molibdeno (0,5 % Mo.): 455°-510° C.
Aceros cromo molibdeno (1 % Cr. 0,5 % Mo.): 455°-510° C.
Aceros cromo molibdeno (2,25 % Cr. 0,5 % Mo.): 510°-570° C.
Aceros molibdeno vanadio (0,5 % Mo. 0,25 % V.): 510°-570° C.
Aceros austeníticos y aleaciones "Nimonic" resistentes a la fluencia: 570° C. en adelante.

Como una alternativa a las temperaturas de vapor avanzadas, se pueden conseguir economías empleando recalentadores intermedios y calentadores de alimentación. El recalentador intermedio lo tienen muy pocas instalaciones marinas de turbinas a vapor. Se utilizan recalentadores calentados por medio de gases de combustión o de vapor, pero los primeros parecen ser más eficaces y tienen más probabilidades de que se extienda su empleo. Los buques "Beaver Glenn" y "Beaver Lake", completados

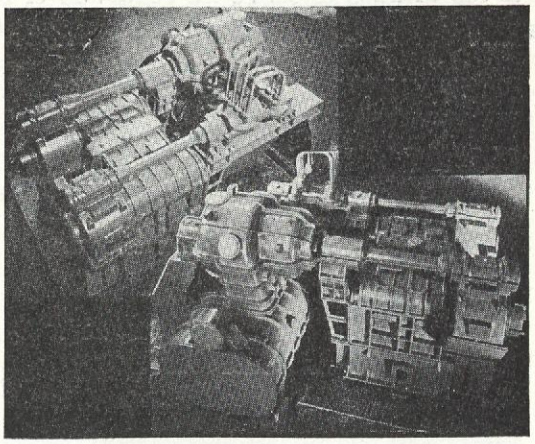


Fig. 9.

en 1946, tienen maquinaria turbo-eléctrica de 9.000 SHP. Las condiciones iniciales del vapor son 60 kg/cm². y 440° C., y el recalentamiento intermedio con gases de combustión a la misma temperatura produjo una ganancia del 4 %. El buque americano para cargar mineral, "Venore", tiene maquinaria de turbinas de vapor de 11.000 SHP., con vapor de 100 kg/cm² y 393° C.

Con recalentadores de vapor de dos fases el consumo era 229 gramos de petróleo/SHP. durante las pruebas en 1945. Consideraciones teóricas indican que los recalentadores sencillos hubieran dado resultados similares, pero la seguridad y rendimiento de ambos tipos deben demostrarse en los resultados que se obtengan en las condiciones de servicio.

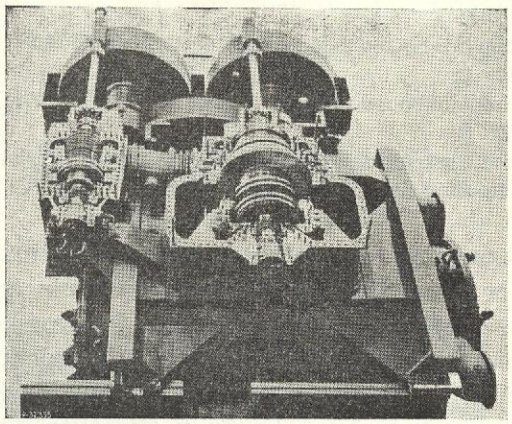


Fig. 10.

ENGRANAJES DE REDUCCIÓN MARINOS.

Con la construcción de buques tanques de 18.000 a 50.000 toneladas de peso muerto, durante los últimos años, se ha renovado el interés por las turbinas de vapor engranadas. Con

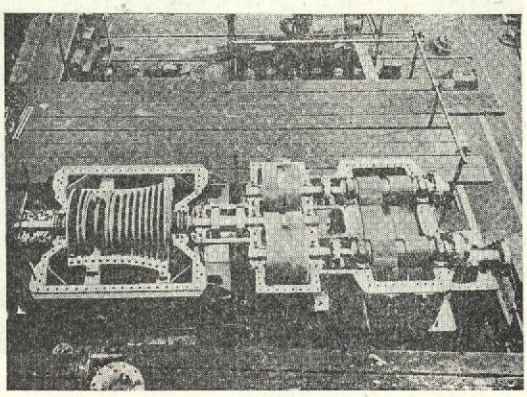


Fig. 11.

potencias entre 10.000 y 20.000 SHP. por eje, se impone, por ahora, este tipo de aparato propulsor; si bien, los proyectistas de motores Diesel están esforzándose para introducir los motores en esas potencias.

Un efecto inmediato de este desarrollo ha sido el aumento de interés por parte de los constructores de maquinaria en Europa y otros sitios en la cuestión de los engranajes, y algunas firmas europeas, que antes se dedicaban solamente a motores Diesel, han reorganizado su producción para incluir la fabricación de engranajes de calidad para turbinas.

PROYECTO DE ENGRANAJES PARA TURBINAS.

La tendencia actual en el proyecto de engranes de doble reducción es dejar la disposición antigua de ruedas con centros y cajas de engranes de hierro fundido y disponer (con turbinas Compound) las reducciones en dos o tres

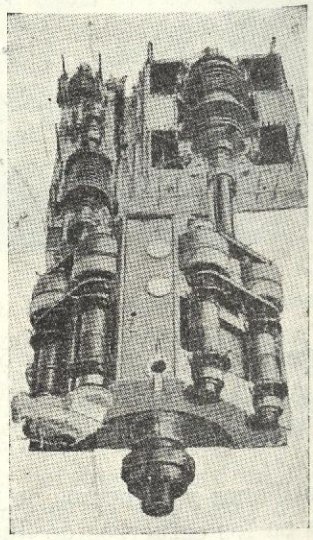


Fig. 12

cajas de engranes fabricadas de chapa en su mayor parte, lo mismo que las ruedas, y dispuestas con articulaciones. Esta disposición de engranes se emplea frecuentemente en los Estados Unidos para los petroleros grandes.

En uno o dos casos en los que se ha podido emplear turbinas de un solo cilindro por ser las potencias medias o bajas, se ha dispuesto las reducciones en fila, una delante de la otra; por ejemplo, en el ferry "T. S. Normannia", construído por Denny. En este buque, que ha dado resultados muy satisfactorios, el eje entre los engranes primarios y secundarios está articulado. Este es el primer buque mercante británico en que se adopta esta forma de engranaje, que se caracteriza por su poco empacho y por el ahorro de peso que supone.

En los Estados Unidos otra instalación de

tipo algo parecido, pero con varias novedades, ha sido la del vapor "Homer D. Williams", en el cual fué montada nueva maquinaria por G. E. C. En este caso, los engranes son simples helicoidales, cepillados después de mecanizar (dureza Brinell del piñon 300-350). Los ejes de velocidades intermedias fueron soportados en chumaceras de rodillos cónicos, y siendo éstas

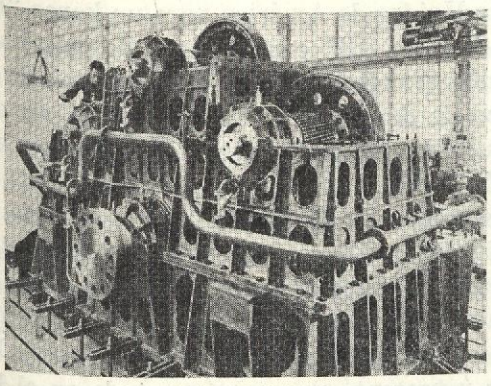


Fig. 13.

cortas y rígidas, contribuyeron, aún más, a disminuir su tamaño en sentido axial.

Algunos proyectos alemanes incorporaron un tubo largo de torsión entre las turbinas y los engranes; estando los de primera reducción dispuestos en el extremo de popa de la segunda reducción, para reducir aún más, de esta manera, el largo total.

Siguiendo las tendencias puestas en práctica en la Marina de Guerra, se despertó interés en el empleo de engranes endurecidos y rectificados para buques mercantes, y una o dos firmas han instalado recientemente equipos para la producción de este tipo de engranes.

La iniciadora de este tipo de engranaje fué la conocida empresa suiza M. A. A. G., en Zurich, y varios de sus proyectos de doble reducción han sido aprobados por el Lloyd's para buques de alta mar, aunque con la condición de realizar inspecciones periódicas durante los dos primeros años de servicio. Esta precaución es considerada necesaria, dada la novedad de este método de fabricación de engranes para servicios marinos. Los valores de la carga a que se someten los dientes han variado hasta llegar a ser el doble de los indicados en las Reglas para las segundas reducciones y cerca de tres veces para las primeras reducciones, con potencias entre 6.000 a 11.000 SHP.

Hace veinticinco años, cuando los valores normales de las Reglas fueron aceptados, los piñones se fabricaban de acero níquel (3 ½ %) templados en aceite y revenidos a una dureza Brinell de 185 (mínimo) y las ruedas de engranes eran de acero ordinario con una dureza Brinell de 163 (mínimo). Con el aumento de carga sobre los dientes, se introdujeron aceros de 2 ¼ % Ni. Cr. Mo., con tratamiento térmico, con una dureza Brinell de 300-350. Hoy, de acuerdo con los engranes del petrolero "Tarim", todos los piñones y ruedas de engrane de la primera reducción son de acero Ni. Cr. Mo. cementado y con dientes rectificados. Alternativamente se emplean aceros al carbono ordinarios o de aleación pobre, tratados, térmicamente, o templados por inducción y esmerilados.

HÉLICES.

Ha sido de notar el progreso en el proyecto y fabricación de hélices durante los últimos años de guerra. Con el aumento en potencia en barcos de una hélice y con el propósito de reducir

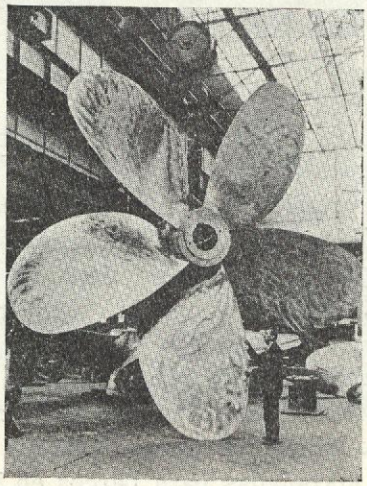


Fig. 14.

las molestias de vibración, se han puesto en servicio hélices de cinco y seis palas.

La figura representa una hélice de cinco palas, de seis metros de diámetro y 21 toneladas de peso, para 9.250 HP., hecha de bronce Helistone (bronce de alta resistencia al manganeso).

El principal progreso ha tenido lugar en las aleaciones usadas para fabricar las hélices. Actualmente se utilizan aleaciones de alta resis-

tencia que permiten proyectar palas de secciones más delgadas, más reducido peso e inercia y mayor uniformidad de la estructura de fundición a través de la masa. Además, estas aleaciones ofrecen una resistencia apreciablemente mayor a la cavitación que los bronces corrientes. Aceros inoxidables ferríticos y austeníticos se emplean para esta clase de trabajos en una cantidad limitada, pero las aleaciones más empleadas para hélices de grandes dimensiones están basadas en bronces con aluminio en dos fases. Los principales productores ingleses emplean bronce de aluminio-níquel, semejante al B. S. 1.400 A. B. 2 (Nikalium) o la aleación más reciente de cobre con alta cantidad de aluminio y manganeso (Novostone). La hélice de cuatro palas del petrolero de turbinas a vapor "Meliaka", fundida con la aleación últimamente mencionada, pesa 25 toneladas, tiene 6,7 metros de diámetro, 4,88 metros de paso y absorbe 12.500 SHP.

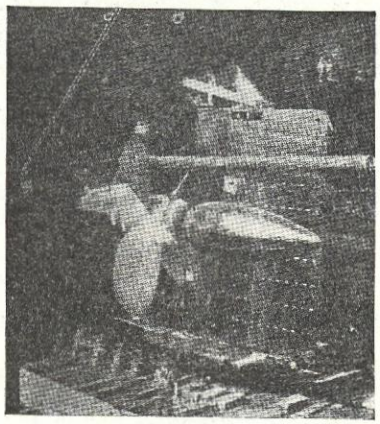


Fig. 15.

La introducción de las turbinas a gas para la propulsión ha dado grandes ímpetus al desarrollo de hélices de paso regulable. Tales hélices son apropiadas para barcos en los que se ha de desarrollar la potencia máxima con un número de revoluciones variable. Para barcos mercantes normales este tipo no es necesariamente tan eficiente como las hélices de una pieza bien proyectadas y para obtener buen rendimiento deben trabajar a poca carga. Con barcos mercantes, las hélices de paso variable pueden ser más ventajosas cuando varias máquinas están conectadas por medio de un reductor de velocidad a una hélice o cuando existe una variación considerable de velocidad entre el barco en lastre o cargado. El precio de una hélice de paso regulable con sus ejes y mecanismos es más de cinco veces el de una hélice de paso fijo con su eje; teniendo que añadir que el paso del agua durante el servicio a través de la raíz de las palas al mecanismo de éstas, termina por estropear dicho mecanismo.

La mayor hélice de este tipo tiene 5,33 metros de diámetro, y ha sido encargada en Estados Unidos de América para un barco "Liberty" de 6.000 HP. con turbinas de gas. La hélice más grande en servicio está instalada en el barco de dos hélices "Los Angeles", en el que cada hélice, de 5,16 metros de diámetro, absorbe 7.000 HP.

La reducción de la pérdida de energía en la estela de la hélice se consigna con el empleo de núcleos de hélice de formas que sigan las líneas de agua. Se dice que se mejora el rendimiento colocando en el timón una "pera costa". La figura representa una pera montada en el buque tanque "Tina Onassis". Consiste en unos abultamientos de forma esferoidal colocados a cada lado del timón formando un núcleo que sigue las líneas del flujo. Con la "pera costa" se pretende disminuir el consumo de combustible y dar algo más de velocidad a los barcos.

Para los barcos pequeños, particularmente en remolcadores, las toberas Kort han aumentado en popularidad por el aumento de empuje que proporcionan. Se ha sugerido que la combinación de tobera Kort con una hélice de paso regulable es la solución más adecuada para esta clase de embarcaciones, pero se ha progresado poco con esta combinación.

SOLDADURA.

El uso de soldadura en la construcción de recipientes a presión de todos los tipos, incluyendo calderas cilíndricas y acuotubulares, bancadas, bastidores y otros componentes de las máquinas, ha sido el progreso mayor en estos últimos veinte años. Incluso la caldera cilíndrica se construye actualmente casi enteramente soldada, con excepción de la junta longitudinal de la envolvente cilíndrica. En el caso de calderas acuotubulares los colectores pueden ser forjados o soldados.

La operación de soldar los recipientes de calderas es una rama especializada de la industria

de la soldadura, y solamente pueden ser aceptadas siempre que los recipientes sean fabricados por factorías que hayan probado por medio de pruebas amplias que sus trabajos de soldadura tienen un alto grado de calidad y consistencia.

La aplicación más general de la soldadura en las tuberías de barcos es la colocación de bridas. Todavía no se tiene la práctica en el Reino Unido de soldar las uniones de tubos de vapor *in situ* a bordo de los barcos, pero la necesidad de reducir el número de bridas de unión a un mínimo en líneas de vapor conduce a la adopción de soldaduras a bordo de los barcos. En tales casos el pre-recalentado y supresión de tensiones conviene llevarlo a cabo por medio de carretes de inducción o bobinas de resistencia eléctricas. Esto exige un control rígido y ser radiografiadas todas las soldaduras empleando rayos gamma.

Una contribución fundamental que ha traído la soldadura en las máquinas marinas ha sido

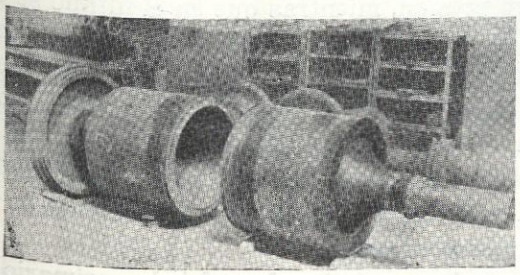


Fig. 16.

la influencia en los proyectos y construcción de las bancadas y armazones de los motores Diesel, haciendo que el proyectista disponga de las mejores ventajas de las resistencias de los materiales, accesibilidad y funcionamiento del motor.

En años recientes se han adoptado métodos para la construcción de las carcasas de las turbinas de baja presión de instalaciones marinas. Pero al utilizar la soldadura en la construcción de turbinas de vapor de alta presión y altas temperaturas, se han originado serios problemas porque la técnica de soldadura y los electrodos tienen que ser apropiados no solamente para soldar los aceros aleados que se necesitan, sino que también tienen que aportar un metal de soldadura capaz de aguantar en servicio lo mismo que el material base.

No es extraño en instalaciones de turbinas marinas que las ruedas dentadas principales sean de construcción soldada. El núcleo central es de acero dulce forjado y el disco, al que se asegura el anillo dentado, es de chapa de acero laminado. Se suele tener dificultades en soldar el disco cuando la corona dentada es de un acero aleado, y es necesario prever un grado sufi-

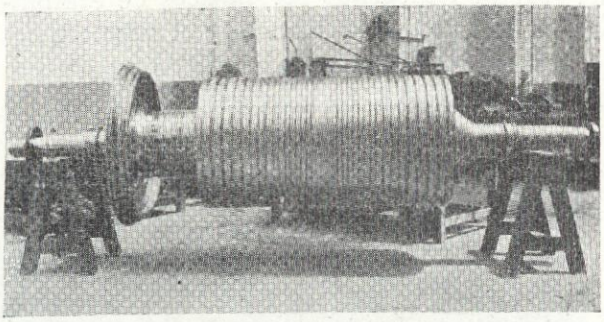


Fig. 17.

ciente de flexibilidad para evitar roturas en la zona de fusión. La mayoría de las carcasas de reductores de velocidad se construyen ahora soldadas.

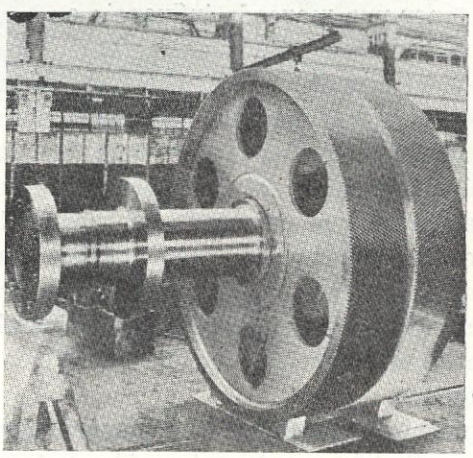


Fig. 18.

Energía nuclear.

Al concluir una conferencia de esta naturaleza es apropiado mencionar la posibilidad de aplicar la energía nuclear al campo de la marina.

El hendimiento de 0,45 kilogramos de U^{235} puede producir el calor equivalente al derivado de la combustión de 2.200 toneladas de carbón o 1.364 m³. de fuel-oil. El uso de este nuevo combustible en las máquinas de vapor presenta pro-

blemas técnicos que no tienen paralelismo con un equipo corriente, cuya solución depende de la destreza e ingenio combinados del físico, químico, metalúrgico e ingeniero. El aspecto metalúrgico está relacionado con los materiales del reactor, el flúido y estructura del circuito primario de enfriamiento y los materiales empleados en la protección. Los materiales del interior del reactor tienen que ser capaces de estabilidad bajo el flujo de neutrones y al mismo tiempo proteger el enfriador primario de esta fuente de contaminación. La absorción de neutrones

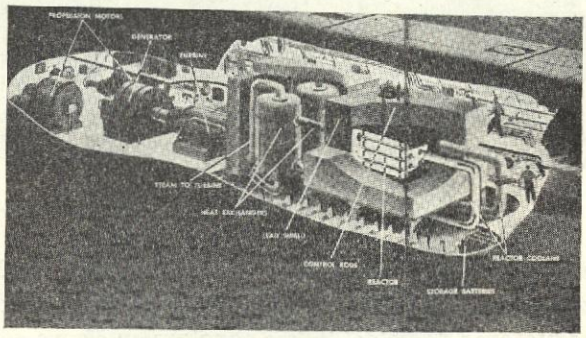


Fig. 19.

puede tener una marcada influencia en la resistencia a la corrosión de las aleaciones y los materiales del circuito primario tienen que resistir este efecto, así como los fenómenos normales de corrosión asociados con la carga, temperatura y el refrigerante. El enfriador tiene que ser de alta pureza y se proveerán los medios de llevar a cabo pruebas periódicas y análisis exactos. El material protector del reactor será eficiente para la protección del personal, y en instalaciones marinas tiene que ser de tamaño y peso restringidos.

El principal problema de ingeniería concierne al rendimiento en la extracción de la máxima cantidad de energía calorífica del pequeño volumen del reactor. Al contrario que en las instalaciones de vapor de petróleo y carbón, el rendimiento térmico es de importancia secundaria; a la larga no es un asunto de gran significación. El rendimiento total influye en el tamaño de la instalación de vapor, sin embargo; lo que tiene importancia en el proyecto de las instalaciones marinas. El ingeniero debe también estudiar la transmisión del calor, circulación, condiciones de vapor y la seguridad de trabajo de la instalación.

La marina de los Estados Unidos ha tomado la iniciativa en el desarrollo de instalaciones de energía nuclear para la propulsión de los barcos. La construcción de dos submarinos, el U. S. S. "Nautilus" y el U. S. S. "Sea Wolf", equipados con la máquina principal de este tipo, ha atraído la atención mundial. Básicamente, la forma de trabajo de las dos instalaciones es la misma: un enfriador primario extrae calor del reactor térmico para cederlo en un cambiador de calor, en donde se forma vapor para mover turbinas normales con reductor de velocidad. El enfriador primario del primer submarino está compuesto de agua purificada sometida a alta presión, mientras que en el último se emplea metal líquido. El uso de agua purificada limita generalmente las conducciones de vapor, que debe ser saturado y a una presión más baja de 21 kg/cm². Dependiendo del tipo de reactor y del metal líquido con que se transporte el calor, es posible obtener condiciones de vapor más avanzadas.

Es dudoso qué tipo de enfriador primario ha de adoptarse para intalaciones de vapor de barcos mercantes, pero probablemente predominarán los reactores rápidos. Sin embargo, la especulación es de poca importancia hasta que sean introducidas instalaciones de pesos, dimensiones y coste inicial convenientes. Además, el coste del combustible nuclear tiene que ser reducido a un nivel que lo haga atractivo; y aun así es dudoso que la instalación nuclear sea apropiada para otras instalaciones que para grandes barcos de pasaje o carga de servicio regular.

Un nuevo triunfo de la Industria Nacional

EL MOTOR PC... ¡GANARA SU CONFIANZA!

Porque... mecánicamente está

- inspirado en la más pura técnica moderna
- proyectado por especialistas de gran experiencia
- mecanizado totalmente según normas ISA y DIN
- equilibrado estática y dinámicamente

. . . y eléctricamente,

- caracterizado de acuerdo con las prescripciones y normas de la VDE
- bobinado con material y procedimientos muy especiales
- secado e impregnado profundamente en el vacío y bajo presión

Manufacturas Metálicas Madrileñas, S. A.

MMMSA

Ferman

Manufacturas Legazpi, S. A.-499

Información Legislativa

MINISTERIOS DE EDUCACION NACIONAL Y DE INDUSTRIA

ORDEN conjunta de ambos Departamentos de 12 de julio de 1955 por la que se encomienda a la Comisión Nacional de Productividad Industrial la constitución y funcionamiento de una "Escuela de Organización Industrial para Postgraduados".

(*B. O. del E.* del 6 de agosto de 1955, pág. 4852.)

ORDEN de 30 de julio de 1955 por la que se dispone que la Escuela de Trabajo de Avilés se denomine en lo sucesivo Escuela de Maestría "Juan Antonio Suanzes".

(*B. O. del E.* de 22 de agosto de 1955, pág. 5.192.)

JEFATURA DEL ESTADO

DECRETO-LEY de 15 de julio de 1955 sobre ampliación en 1.500.000.000 de pesetas de la autorización contenida en la vigente Ley de Presupuestos para emitir Deuda con destino al cumplimiento de los fines atribuídos al Instituto Nacional de Industria.

(*B. O. del E.* del 8 de agosto de 1955, pág. 4903.)

MINISTERIO DE MARINA

DECRETO de 8 de julio de 1955 por el que se concede prima a la construcción de dos trasatlánticos por "Ybarra y Cía., S. en C.."

Por Decreto de 9 de agosto de 1946 se fijó la compensación a otorgar por la Marina de Guerra a la construcción de dos trasatlánticos destinados al servicio de las líneas de la América del Sur, proyectados por la Empresa Nacional "Elcano", de la Marina Mercante.

Con posterioridad, la Sociedad "Ybarra y Cía., Sociedad en Comandita", solicitó la oportuna autorización para contratar con "Astilleros Nacionales" la construcción de dos buques de características similares y para el mismo servicio que los mencionados, por lo que la Empresa Nacional "Elcano" desistió de su proyecto.

Por tanto, y en atención a que los dos buques que está construyendo "Ybarra y Cía., S. en C.", han de realizar igual servicio y tener idénticas características para su posible utilización por la Marina de Guerra, y dado que esta entidad se conforma con la misma prima entonces concedida a la Empresa Nacional "Elcano", de la Marina Mercante, procede, al amparo de la legislación vigente, resarcirla del mayor gasto que origina la construcción proyectada en orden a las necesidades de carácter militar.

En su virtud, visto el informe emitido por el Consejo de Estado; a propuesta del Ministro de Marina, y previa deliberación del Consejo de Ministros,

DISPONGO:

Artículo primero.—Se concede una prima de catorce millones quinientas mil pesetas por unidad a los dos trasatlánticos que para el servicio con la América del Sur está construyendo en "Astilleros Nacionales" la Sociedad "Ybarra y Cía., S. en C.", según el proyecto aprobado por los Ministerios de Industria, Comercio y Marina, la cual disfrutará a título de compensación por el mayor coste que origina la mejora de sus características, requeridas por el Estado Mayor de la Armada, y será abonada en los mismos plazos y con requisitos similares a los que determina la legislación vigente para percibir las primas a la construcción naval.

Artículo segundo.—El Ministerio de Marina inspeccionará la construcción de las unidades a que se refiere el artículo anterior, a fin de comprobar que se cumplen las características y condiciones generales que fueron fijadas por la Marina de Guerra y constan en el correspondiente expediente.

Expedirá asimismo los certificados para el percibo de los plazos correspondientes a la compensación que se fija en el artículo anterior.

Artículo tercero.—El importe de la prima fijada en este Decreto se abonará con cargo al crédito extraordinario que al efecto se habilite.

Artículo cuarto.—Por los Ministerios competentes se dictarán las disposiciones oportunas para el mejor cumplimiento de esta disposición.

Así lo dispongo por el presente Decreto, dado en Madrid a ocho de julio de mil novecientos cincuenta y cinco.—FRANCISCO FRANCO.

El Ministro de Marina, *Salvador Moreno y Fernández.*

(*B. O. del E.* del 8 de agosto de 1955, pág. 4.905.)

ORDEN de 16 de agosto de 1955 por la que se otorga a la sociedad inglesa Ventures Ltd., la concesión para explorar y extraer los galeones y tesoros hundidos en los lugares que se indican en la ría de Vigo.

(*B. O. del E.* del 22 de agosto de 1955, pág. 5.183.)

PRESIDENCIA DEL GOBIERNO

DECRETO de 21 de julio de 1955 sobre Profesorado de las Escuelas Especiales de Ingenieros Civiles, dependientes del Ministerio de Educación Nacional, Superiores de Arquitectura, etc.

(*B. O. del E.* del 9 de agosto de 1955, pág. 4.932.)

ORDEN de 19 de agosto de 1955 por la que se dispone la obligatoriedad de utilizar las líneas aéreas o marítimas nacionales por los funcionarios públicos, así como por particulares que soliciten la concesión de divisas del Instituto Español de Moneda Extranjera para la realización de viajes.

(*B. O. del E.* de 23 de agosto de 1955, pág. 5213.)

ADMINISTRACION CENTRAL

MINISTERIO DE OBRAS PÚBLICAS.—*Dirección General de Puertos y Señales Marítimas. Adjudicando el concurso que se indica a la Empresa Nacional "Elcano".*

Tramitado reglamentariamente el expediente de concurso para adquisición de "Una embarcación para transbordar vehículos, con aljibe y equipo contraincendios, con destino al puerto de Algeciras", cuya apertura de pliegos ha tenido lugar en las oficinas de la Junta del referido puerto el día 30 de marzo último, han informado favorablemente a la proposición suscrita por la Empresa Nacional "Elcano" los Servicios correspondientes, la Sección de Puertos del Consejo de Obras Públicas y la Intervención General de la Administración del Estado.

En su consecuencia,

Este Ministerio, a propuesta de la Dirección General de Puertos y Señales Marítimas, ha resuelto adjudicar el referido concurso a la proposición presentada al mismo por la Empresa Nacional "Elcano", que se ha comprometido a efectuar el suministro de referencia por la cantidad de 2.359.238,25 pesetas, con estricta sujeción a las condiciones y requisitos especificados en los pliegos de condiciones que sirvieron de base a la celebración del concurso de referencia, cuyo suministro se abonará con cargo a los fondos procedentes del empréstito autorizado a la Junta por Leyes de 13 de julio de 1950 y 20 de diciembre de 1952, de los que ha acreditado disponer según certificaciones expedidas con fecha 1 de junio último, que figuran unidas al expediente.

Lo que de orden de esta fecha, comunicada por el excelentísimo señor Ministro de este Departamento, digo a V. S. para su conocimiento, el de la Sociedad adjudicataria y demás efectos.

Dios guarde a V. S. muchos años.

Madrid, 12 de julio de 1955.—El Director general, *Gregorio Pérez Conesa.*

(*B. O. del E.* del 8 de agosto de 1955, páginas 4.913 y 4.914.)

MINISTERIO DE INDUSTRIA.—*Secretaría General Técnica.*

RESOLUCION por la que se fijan nuevos precios de venta para los productos manufacturados de cobre, latón y bronce y para sus chatarras, así como los márgenes comerciales correspondientes.

(*B. O. del E.* del 10 de agosto de 1955, pág. 4.970.)

MINISTERIO DE TRABAJO

ORDEN de 16 de julio de 1955 por la que se modifica la Reglamentación de Trabajo en las Empresas Navieras españolas de 1 de mayo de 1947.

(*B. O. del E.* del 11 de agosto de 1955, pág. 4.988.)

MINISTERIO DE COMERCIO

ORDEN de 3 de agosto de 1955 por la que se dictan normas para la homologación de los aparatos de que han de ir provistos los buques nacionales.

Ilustrísimo Señor: El Reglamento para la aplicación del vigente Convenio Internacional para la Se-

guridad de la Vida Humana en el Mar, prevé que las Administraciones de los países firmantes deberán comprobar que los aparatos de que han de ir dotados los buques en cumplimiento de los preceptos de dicho Convenio se ajustan a las especificaciones que en el mismo se fijan. A tales efectos, y a propuesta de la Subsecretaría de la Marina Mercante,

Este Ministerio de Comercio dispone lo siguiente:

Uno.—Los constructores o los proveedores nacionales de chalecos salvavidas, aparatos lanzacabos, aparatos portátiles de radios, señales fumígenas y cohetes de que han de ir dotados los buques nacionales en cumplimiento de los preceptos del Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar o de las Reglamentaciones nacionales equivalentes, deberán solicitar de la Comandancia de Marina de una de las provincias marítimas siguientes: Bilbao, Gijón, Vigo, Cádiz, Valencia o Barcelona, la comprobación de que tales aparatos responden a las exigencias del citado Convenio. A este fin remitirán con la solicitud un modelo "prototipo" de los aparatos por ellos construídos o almacenados.

Dos.—Por las Comandancias de Marina se someterán dichos prototipos a las pruebas señaladas en el Convenio y a las que se fijen por la Dirección General de Navegación. Del resultado de las pruebas se levantará acta, que será firmada por el Comandante de Marina, el Inspector de Buques y el Oficial que ha de desempeñar las misiones que cita la regla 18 del capítulo I del Convenio.

En el caso de que el resultado de dichas pruebas demuestre que los aparatos responden a las condiciones antes mencionadas elevarán propuesta a la Dirección General de Navegación para la "homologación" de los mismos como aparatos propios para su utilización en los buques nacionales, debiendo acompañarse copia del acta, así como un modelo del "prototipo".

Tres.—Una vez comprobado que el aparato de que se trate reúne las condiciones exigidas, la Dirección General de Navegación declarará la "homologación", comunicándose tal decisión a los interesados por la Comandancia de Marina en que se hubieran realizado las pruebas. No obstante dicha "homologación", las autoridades locales de Marina habrán de reconocer cada uno de los aparatos de tipos ya homologados que hayan de ser entregados a los buques, y cuando se trate de varios del mismo tipo los destinados a un solo buque, darán por reconocido el lote, siempre que el 15 por 100, por lo menos, de los aparatos entregados responda a las pruebas que fueron exigidas al "prototipo". En cada uno de los aparatos así admitidos se estampará un sello del siguiente modelo:

Comandancia de Marina de .....
Tipo de aparato .....
Homologado por la Dirección General de Navegación con el número .....
Probado en .....
Con el número .....

Cuatro.—No se reconocerá como útil a bordo de las embarcaciones nacionales ninguno de los aparatos enumerados en el punto uno de esta Orden que no haya sido previamente homologado por la Dirección General de Navegación.

Cinco.—Este material, no obstante haber cumplido los requisitos que exigen los puntos procedentes, deberá ser sometido periódicamente a las pruebas que las Autoridades de Marina estimen convenientes establecer para comprobar en todo momento la eficacia de su utilización.

Dios guarde a V. I. muchos años.

Madrid, 3 de agosto de 1955.—Por delegación, el Subsecretario, *Juan J. de Jáuregui.*

Ilmo. Sr. Subsecretario de la Marina Mercante.

(*B. O. del E.* del 11 de agosto de 1955, pág. 4.990.)

ORDEN de 31 de mayo de 1955 sobre instrumentos náuticos de construcción nacional.

Ilustrísimo Señor: La conveniencia de independizar del extranjero la construcción de aparatos náuticos, de tan relevante trascendencia para la navegación, aconseja estimular a las firmas españolas que actualmente se dedican a la construcción de los mismos, a fin de fomentar la continuidad de una labor hasta ahora realizada en forma esporádica y discontinua, que ha impedido llegase a plasmar en una producción de reconocido prestigio.

Y puesto que estos aparatos son de importancia suma para la seguridad, resulta imprescindible que vayan acompañados de las máximas garantías, por lo que se dispone que, con cargo a las casas constructoras, se garantice su buen funcionamiento con el correspondiente certificado, que, previos los reconocimientos oportunos de cada aparato, ha de extender el Instituto Hidrográfico de la Marina.

En su virtud,

DISPONGO:

Artículo 1.° En los buques mercantes y de pesca españoles que en lo sucesivo se construyan, y que monten más de dos agujas magnéticas, se instalará, por lo menos, la tercera de construcción nacional.

Artículo 2.° De las agujas magnéticas de los botes salvavidas de cada buque de los que en lo sucesivo se construyan, el 60 por 100, por lo menos, serán de construcción nacional.

Artículo 3.° Las agujas a que se refieren los puntos primero y segundo de esta Orden acreditarán su eficiencia mediante el oportuno certificado de garantía extendido por el Instituto Hidrográfico de la Marina, a solicitud y cargo de la casa constructora.

Artículo 4.° El precio de las agujas a que se refieren los artículos 1.° y 2.° será inferior al de las de idénticas características de casas constructoras extranjeras.

Lo digo para su conocimiento y cumplimiento.

Dios guarde a V. I. muchos años.

Madrid, 31 de mayo de 1955.—*Arburúa.*

Ilmo. Sr. Subsecretario de la Marina Mercante.

(*B. O. del E.* del 17 de agosto de 1955, pág. 5.106.)

ORDEN de 23 de julio de 1955 sobre concesión de primas a la navegación a los buques de la "Naviera de Exportación Agrícola, S. A.", durante la vigencia del año actual y por la cual quedan derogadas las de 8 de julio de 1953 y 22 de febrero y 21 de septiembre de 1954.

(*B. O. del E.* del 17 de agosto de 1955, pág. 5.106.)

ORDEN de 23 de julio de 1955 por la que se concede el abanderamiento definitivo en España y su inscripción en la Comandancia de Marina de Sevilla al buque de procedencia italiana nombrado "Trovatore", con el nombre de "Castillo Manzanares", propiedad de la Empresa Nacional "Elcano".

(*B. O. del E.* del 17 de agosto de 1955, pág. 5.106.)

ORDEN de 4 de agosto de 1955 sobre Mecánicos Mayores de vapor o motor, reglamentando en caballos efectivos las potencias de las máquinas de los buques de la Marina Mercante a efectos de estos nombramientos.

Ilustrísimos Señores: Las reiteradas consultas que vienen elevando los Comandantes de Marina en relación con el confusionismo creado al llevarse a la práctica la obligada compaginación del Reglamento de Maquinistas y Mecánicos Navales con el cuadro indicador de tripulaciones mínimas de los buques mercantes, a causa de que el primero de ellos establece en forma permisible las plazas que han de ocupar cada una de las clases de dicho personal en función de la potencia efectiva de las máquinas propulsoras de los citados buques, mientras que el segundo lo efectúa en forma imperativa en relación a las potencias nominales de aquéllas, obliga a este Ministerio a imponer la resolución objetiva propuesta por la Subsecretaría de la Marina Mercante, a fin de resolver tal situación.

En su virtud, a partir de la publicación de esta Orden y a efectos exclusivos de la determinación del número y clases de Maquinistas y Mecánicos Navales que han de dotar los buques mercantes nacionales, se considerará un coeficiente cinco como de equivalencia entre caballos nominales y efectivos, o sea, de cinco caballos efectivos por cada caballo nominal, y en cuanto a la compaginación de las formas permisibles e imperativas de cada una de las disposiciones citadas en aquellos plazos en que se ha planteado el confusionismo, se considerará que los Jefes de Máquinas en los buques en los que la potencia de su sistema de propulsión esté comprendido entre 600 y 400 CVE deberá pertenecer a la clase de segundos Maquinistas; los de potencia comprendida entre 400 y 200 CVE, a la de Mecánicos Navales Mayores, y por debajo de estos límites, a los Mecánicos primeros.

En los tres casos, el resto del personal titulado pertenecerá exclusivamente a la clase de Mecánicos, y cuando falte personal de la clase de segundos Maquinistas, citados en primer lugar, no podrán suplirse más que con carácter interino por un Mecánico Mayor por tiempo no superior a un año ni inferior a seis meses, sin que el desempeño de dicha interinidad otorgue al interesado derechos distintos a los dimanantes de dicha situación, de acuerdo con las disposiciones laborales en vigor.

Lo digo a VV. II. para su conocimiento y efectos oportunos.

Dios guarde a VV. II. muchos años.

Madrid, 4 de agosto de 1955.—*Arburúa.*

(*B. O. del E.* del 27 de agosto de 1955, pág. 5.302.)

ORDEN de 12 de agosto de 1955 por la que se dispone la concesión de los beneficios de las primas a la navegación a los buques que se citan de la "Compañía Frutero Valenciana de Navegación, Sociedad Anónima", en servicio de dos líneas regulares.

(*B. O. del E.* del 27 de agosto de 1955, pág. 5.305.)

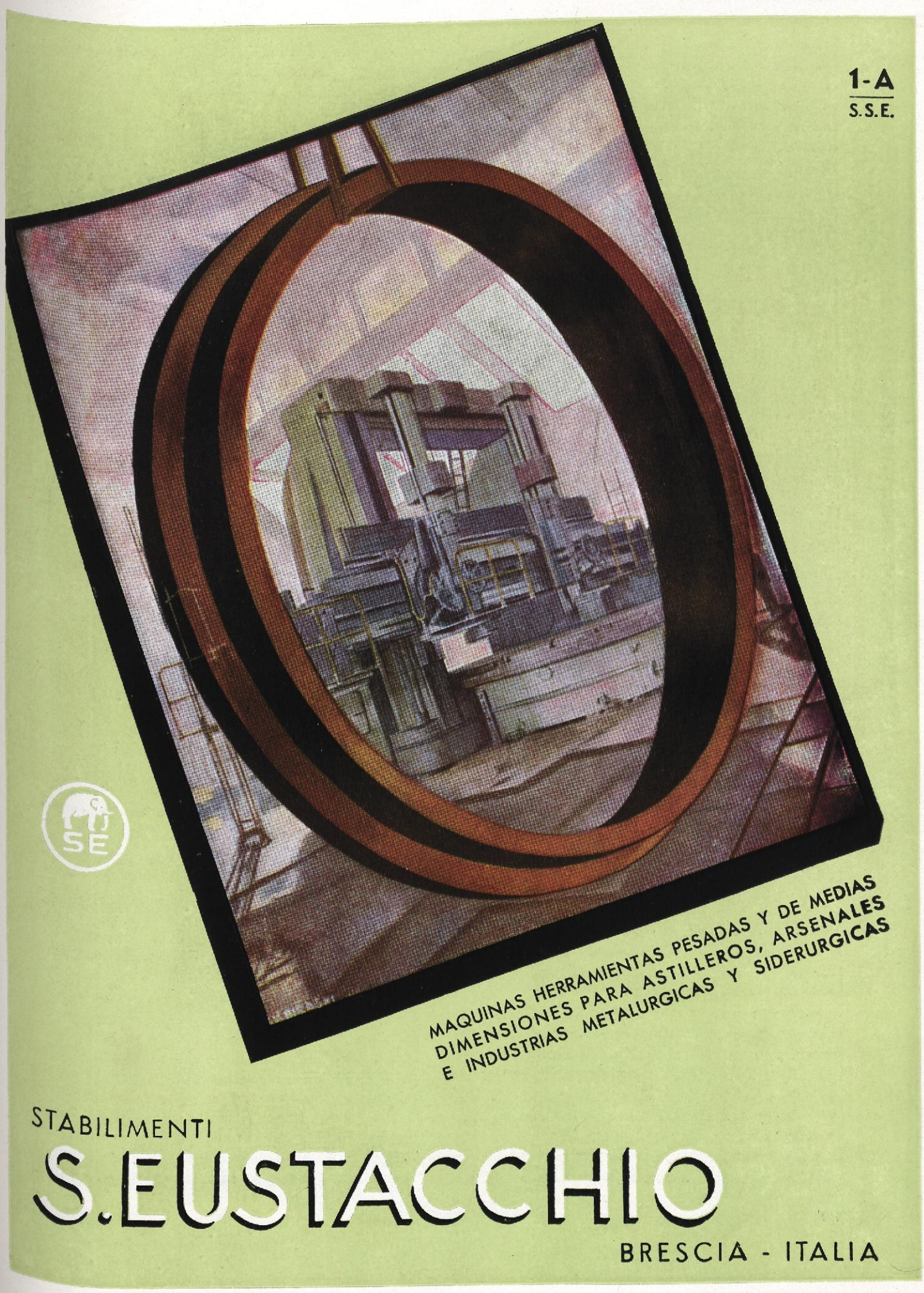
ORDEN de 12 de agosto de 1955 por la que se amplía la Orden ministerial de 3 de agosto actual por la que se dictan normas para la homologación de los aparatos de que han sido provistos los buques nacionales.

(*B. O. del E.* del 28 de agosto de 1955, pág. 5.331.)

MINISTERIO DE INDUSTRIA

RECTIFICANDO errores en la publicación del Decreto de 3 de junio de 1955, por el que se aprobaba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión.

(*B. O. del E.* del 20 de agosto de 1955, pág. 5.150.)



Representante exclusivo para ESPAÑA:

GIOVANNI ROSSINI

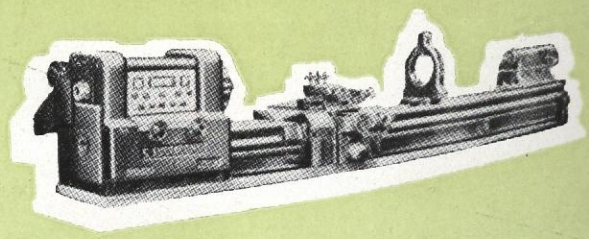
Velázquez, 96 - Teléfono 26 82 59 - MADRID

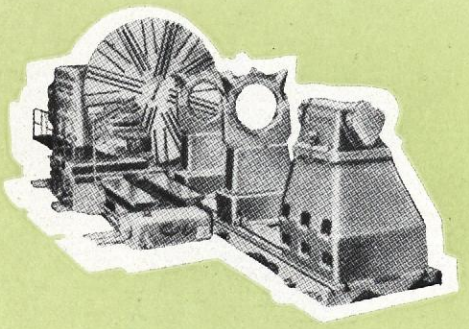
1) Tornos paralelos con mando mecánico serie TP y con mando electrónico T. P. E. Alturas de las puntas: 500-600-700 mm. Distancias normales entre puntas, 3 a 12 m.

Horizontal Lathes, Series TP mechanically controlled and Series TPE electronically controlled. Height of centers 1' 7 11/16" - 1' 11 5/8" - 2' 3 9/16". Standard lenght between centers from 9' 10" to 39' 4 7/16".

Tours parallèles à commande mécanique série TP et à commande électronique série TPE. Hauteur des pointes 500-600-700 mm. Distance normale entre les pointes, de 3 à 12 mètres.

Paralleldrehbänke, Serie TP mechanisch angetrieben und Serie TPE elektronisch angetrieben. Spitzenhöhe 500-600-700 mm. Normale Spitzenweite von 3 bis 12 meter.





2) Tornos paralelos serie TP 16/32. Alturas de las puntas de 750-950-1.500-2.000 mm. Distancias normales entre puntas, de 5 a 30 m.

Horizontal lathes, type TP 16/32. Height of centers 2' 5 1/2" - 3' 1 3/8" - 3' 7 5/16" - 4' 11 1/16" - 6' 7". Standard lenght between centers from 16' 5" to 98' 5".

Tours parallèles séries TP 16/32. Hauteur des pointes 750-950-1.100-1.500-2.000. Distance normale entre les pointes, de 5 à 30 mètres.

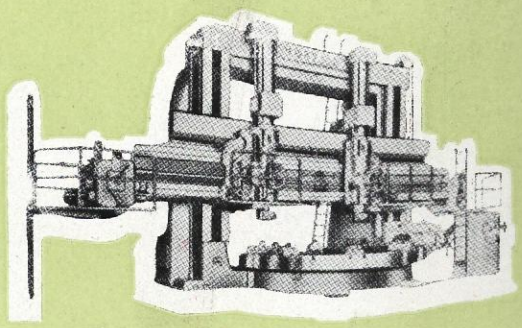
Paralleldrehbänke Typ TP 16/32. Spitzenhöhe 750-950-1.100-1.500-2.000 mm. Normale Spitzenweite von 5 bis 30 meter.

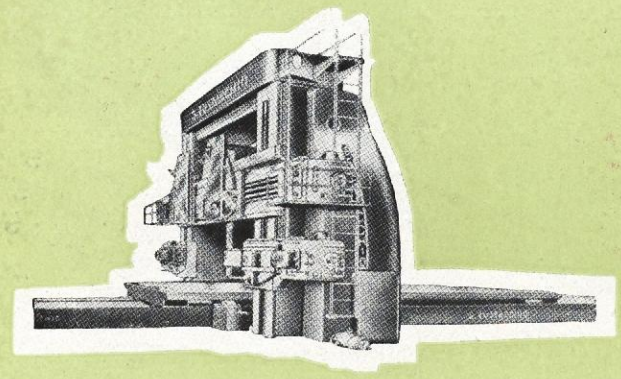
3) Tornos verticales de dos montantes con plataforma de los siguientes diámetros: de 1.750-2.150-2.700-3.100-3.700-4.000-4.100-4.700 mm. y otros.

Double Column Vertical Boring and Turning Mills with table having 5' 9" - 7' 5/8" - 8' 10 5/16" - 10' 2" - 12' 1 11/16" - 13' 5 7/16" - 15' 5" diameter and beyond.

Tours verticaux à deux Montants avec plateau de 1.750-2.150-2.700-3.100-3.700-4.100-4.700 mm., de diamètre et plus.

Zweiständer Karusselldrekbänke, Planscheibe Durchmesser 1.750-2.150-2.700-3.100-3.700-4.100-4.700 mm., und über.





4) Cepilladoras de dos montantes para trabajos en uno o en los dos sentidos: anchuras de 1.000 a 4.000 mm. Longitudes de la mesa móvil, de 3 a 20 m.

Double Column Planing Machines with one and two working directions: Width from 3' 3 3/8" to 13' 1 1/2". Table lenght from 9,84' to 65,62'.

Raboteuses à deux montants à un et deux sens de rabotage. Largeur de 1.000 à 4.000 mm. Longueur de la table mobile, de 3 à 20 mètres.

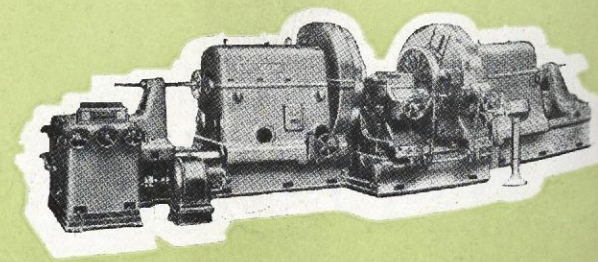
Ein und Zweiweg Zweiständer Hobelmaschinen. Breite von 1.000 bis 4.000 mm. von 3 bis 20 meter.

5) Tornos para ejes montados de locomotoras. Diámetro de las ruedas, de 900 a 2.000 mm. Distancias entre las plataformas, de 2.000 a 3.000 mm.

Locomotive Wheel Lathes, type AM 16: Wheel diameters 2' 11 7/16" ÷ 6' 7". Distance between chuck centers 6' 7" ÷ 9' 10 1/8".

Tours pour essieux montés de locomotive, type AM 16. Diamètre des roues, de 900 à 2.000 mm. Distance entre les plateaux, de 2.000 à 3.000 mm.

Radsatzdrehbänke, Typ AM 16. Raddurchmesser 900-2.000 mm. Spitzenweite 2.000-3.000 mm.



Información Profesional

UNA EXPERIENCIA SOBRE FORMACION ACELERADA DE PERSONAL.—APLICACION DEL METODO R. B. B. DE FORMACION DE OPERARIOS EN LOS ASTILLEROS DE SEVILLA, DE LA EMPRESA NACIONAL "ELCANO".

El problema más apremiante que tenía el Astillero en abril de 1954 era el de reclutamiento de personal obrero y técnico. Se pensaba llegar en año y medio, de unos 400 hombres que había, a la cifra de 1.500. Características de este reclutamiento de personal eran, por un lado, que se trata de operarios muy especializados, de muy distintas especialidades y en su mayor parte montadores de distintos tipos, o sea, operarios en los que predomina el pensamiento sobre su habilidad manual. Por otro lado, este reclutamiento había de hacerse paralelamente al desarrollo material de la instalación y de una manera equilibrada entre los distintos departamentos y talleres, según las necesidades, actuales en cada momento, de la producción.

Cuando se manejan cifras tan elevadas como las expuestas y en un plazo tan breve, pasa a primera fila el problema de la introducción del operario en la Empresa, o sea, la identificación del hombre con el ambiente de trabajo, el no perturbar ni la organización ni ese clima característico especial de cada factoría.

La solución era difícil, pues el Astillero se encuentra en una zona rural de poco desarrollo industrial.

Con motivo de la colaboración con los Astilleros holandeses I. H. C., se estableció contacto con una casa holandesa que se había visto trabajar en la Eriksberg Mekaniska Vernkstad con métodos de formación rápida. Se consultó a dicha casa en abril de 1954, llegándose a un acuerdo sobre la implantación de sus métodos en el Astillero.

Esta casa holandesa es el R. B. B. (Raadgevend Bureau Berenschot), dedicada a todas las ramas de organización científica del trabajo y que trabaja dentro de la A. M. C. (Allied Management Consultings), que comprende, además, a Maynard, en Estados Unidos; Urwick, en Inglaterra, y Scott, en Australia, todos los cuales emplean en sus respectivos países el método de formación del R. B. B.

Las únicas actividades que exporta el R. B. B. fuera de Holanda son, precisamente, selección y formación de operarios y mandos. La formación de operarios se aplicó extensamente en el Astillero, y ahora mismo estamos desarrollando con el R. B. B. un curso para formación de Jefes de Equipo.

EL MÉTODO.

Se basa en una serie de principios didácticos y psicológicos corrientemente conocidos, pero cuya aplicación sistemática y ordenada conduce al éxito de la instrucción. Estos principios son:

Principios. — En la formación de personal hay que considerar tres elementos: el operario, el ambiente social y de trabajo en sí mismo.

La formación debe utilizar las cualidades personales (inteligencia, capacidad), y los motivos (sus deseos naturales) que dirigen la capacidad de aprender del operario.

La formación debe adaptarse y usar los medios existentes de producción y combinarse con la introducción de los operarios en la Empresa.

Se debe reducir a un mínimo el aprender por el método de "Pruebas y errores", y, por tanto, se debe hacer el más amplio uso de los conocimientos y habilidad que han adquirido los buenos operarios a fuerza de años de experiencia.

Análisis.—Solamente se podrá cumplir con estos principios cuando, tanto el instructor como la persona que fija el método de instrucción comprenden y conocen a fondo los tres elementos: operario, ambiente y trabajo.

Se precisa, pues, de un análisis exacto de los elementos, comprendiendo, a ser posible, todos los detalles relacionados con ellos, los cuales se clasifi-

carán y dispondrán para ser utilizados por los instructores.

El análisis se realiza en el mismo sitio de trabajo, por entrevistas con los jefes de taller, maestros, operarios buenos y operarios malos, conduciendo ya a la determinación del contenido del curso, plan del mismo, selección de instructores, y, por último, organización material del curso; sitio de formación, colecciones de herramientas y materiales, redacción de manuales de instrucción, desarrollo y administración del curso.

Instructor.—Se selecciona entre los buenos operarios del taller durante el análisis. Se entiende que posee los conocimientos y habilidad precisos en el oficio, pero no posee la técnica de instruir a hombres. Debe recibir, por tanto, un entrenamiento especial, que se le da, en una serie de sesiones, una semana antes de comenzar el curso, continuando la ayuda durante todo él. Es muy importante este entrenamiento y ayuda, pues el éxito del curso depende, en su mayor parte, de su destreza como operario y del uso de los principios en que se basa el método de instrucción.

Técnica de instrucción.—Se da al instructor por una serie de consejos prácticos que se discuten y comentan, empleando ya el mismo método que el instructor ha de emplear con los operarios del curso. Entre estos consejos hay:

—No permitir errores, el corregir es siempre más difícil que enseñar una cosa nueva.

—Enseñar con preguntas bien dirigidas, para obligar a pensar en cada momento.

—Tiempos cortos, objetivos controlables, subdividiendo toda instrucción en escalones, con pruebas, discusiones, competiciones.

—Abundantes ayudas visuales (carteles, modelos, visitas).

—Variación de instrucciones para no cansar (tres veces treinta minutos, es más que hora y media).

—No mucho de cada vez, pues la capacidad de asimilar de un hombre es limitada.

—Competición, espíritu de equipo, compaginando el amor propio con un buen espíritu de Empresa.

—Instrucción paso a paso, subdividiendo las instrucciones y de lo fácil a lo difícil.

La adaptación del hombre a su trabajo, que es una nueva situación para él, se consigna con:

—Concentración de experiencia: un operario viejo realiza operaciones a las que no da importancia, pero que son fruto de larga experiencia, la cual hay que meterla "concentrada" durante el curso, así como la reacción ante los errores y accidentes que pueden sobrevenir en producción.

—Imitación de la realidad: el sitio de formación está siempre lo más cerca posible del sitio real de trabajo, para entrenar al operario en todas las circunstancias y posiciones que se puedan dar.

—Formar, a base de hacer pensar al operario: no se enseña simplemente a realizar ciertos movimientos, sino a pensar en lo que hay detrás del oficio. Se estimula esto por el método de hacer las instrucciones, a base de preguntas, por discusiones en grupos, gimnasia cerebral, etc.

Introducción en la Empresa. — Considerando la formación de personal como una herramienta que debe ser manejada por el propio jefe del taller o departamento, se realiza la integración del hombre en el taller poco a poco y desde que entra por la puerta el primer día. Los hombres que realizan la formación son del taller: el instructor y el coordinador. Además, la instrucción se consigue: porque quienes califican las pruebas son el Ingeniero y el maestro del taller, por una serie de lecturas e instrucciones que permiten al nuevo operario conocer la organización de la Empresa y del taller y el uso de los diferentes impresos que ordinariamente emplea el operario, y por un aumento progresivo de jornal y de categoría a medida que va superando las pruebas propuestas. Pero, sobre todo, la introducción se logra en el Follow-up, que tiene la suficiente importancia como para dedicarle un poco de atención.

Follow-up.—Es un error considerar que la formación termina con el curso; la formación no termina sino cuando el operario alcanza el cien por cien del rendimiento marcado por la Empresa. Los tres objetivos a conseguir en la formación son: método correcto, calidad y velocidad. Del curso se sale sólo con el método y la calidad, que debe estimarse por los "standards" de calidad exigidos en el propio taller. La velocidad sólo puede desarrollarse durante la primera época de trabajo en producción, en que se somete a trabajos de dificultad creciente a fin de que vaya obteniendo experiencia (el nuevo operario posee los conocimientos, pero no la experiencia del trabajo) y desarrolle su velocidad, sin abandonar el método correcto y la calidad exigida, sino que deben estabilizarse. Se desarrolla el Follow-up en un plazo variable, dependiendo del oficio y de los medios de producción y de la organización (podemos decir, aproximadamente, tres o cuatro meses); sin este período de vigilancia y ayuda especiales el curso será forzosamente un fracaso; su desarrollo exige gran cuidado y control. Por regla general, el curso continúa en grupo bajo la dirección de su instructor, convertido en jefe de equipo, y reuniéndose cada dos semanas para discutir con el coordinador las dificultades que se le van presentando, disponiendo instrucción especial

sobre los puntos que no hayan sido comprendidos del todo durante el curso.

No debe confundirse el Follow-up con la participación en el trabajo de producción durante el curso. En el Follow-up el nuevo operario trabaja ya realmente en producción hasta alcanzar el cien por cien de rendimiento, según dijimos. Durante el curso puede permitirse el trabajo productivo, pero sólo en cuanto entre dentro del plan de formación, que es el principal objetivo. En el Follow-up se atiende a la velocidad juntamente con la calidad, no así durante el curso, en que la velocidad es sólo un objetivo secundario.

Imposición del método en los Astilleros de Sevilla.

Como ya hemos dicho, en abril de 1954 se escribió al R. B. B., enviando éste al Astillero dos ingenieros para estudiar durante una semana las circunstancias del problema. El punto más importante a estudiar es el asegurarse de que el problema de producción reside precisamente en la formación del personal y no en otras causas, como pudieran ser: deficiencias de organización, mala instalación de talleres, máquinas, etc.

Una vez estudiado el problema, el R. B. B. contestó ofreciéndose a imponer su método en el Astillero. Concretamente, vendría un ingeniero del R. B. B. durante nueve meses para realizar:

Análisis y desarrollo de algunos cursos para operarios.

Entrenamiento de un ingeniero y un ayudante para continuar con el manejo de la herramienta "Formación del Personal" cuando se fuese el ingeniero del R. B. B.

Posteriormente, se amplió al desarrollo de otras actividades especiales, como fueron:

Cursos de oficios combinados.

Cursos especiales (pañoleros, delineantes, cursos individuales).

Cursos para jefes de equipo que completaban la formación del ingeniero y ayudante.

Es precisamente por medio de estos dos hombres del Astillero cómo se establecería en él el método de formación. Al cabo de estos nueve meses el método quedaba de propiedad del Astillero, dejando a dos hombres capacitados para seguir desarrollando las actividades propias. En lenguaje gráfico, al instalar la herramienta, se deja personal capacitado para emplearla y repararla.

En junio llegó el ingeniero del R. B. B., continuando su estudio de la organización y problema del Astillero, comenzando la preparación de los cursos y selección de operarios. Estas actividades las realizó con el ayudante de ingeniero sólo, ya que, por necesidades de la Empresa, no se pudo contar con el ingeniero hasta el mes de noviembre.

Para la selección se emplearon ejercicios de escritura y lectura y de las cuatro reglas, pero principalmente se hizo según unos "tests" psicotécnicos simples, propiedad del R. B. B. Sólo se pudieron utilizar "tests" sencillos, por la propia dificultad del Departamento Psicotécnico del R. B. B. de falta de experiencia con la mentalidad española. Pretendemos ahora ponernos en contacto con entidades españolas de Psicotecnia para obtener más orientación en este sentido.

El nivel dado por la gente de Sevilla fué francamente bajo, debiendo disminuir los niveles exigidos. Como resumen de seis selecciones, que comprendieron a 300 hombres de veinte a treinta años, sólo sirvieron para oficios de montaje un 20 por 100, un 30 por 100 fué útil para oficios manuales, y el 50 por 100 restante no alcanzó el nivel mínimo fijado.

El primer curso pudo comenzarse a principios de agosto, continuando ininterrumpidamente el desarrollo de nuevos cursos, según luego se indicará.

Paralelamente al desarrollo de cursos se procedió a la organización de la Oficina de Formación de Personal. Desde el primer momento se vió la conveniencia, confirmada con la experiencia del R. B. B., de que dicha Oficina fuera un departamento del "staff", o plan mayor, no un departamento de línea, de producción. Esto está de acuerdo con las directrices de la organización moderna, de disponer en "staff" todos aquellos departamentos que no son puramente ejecutivos y que requieren conocimientos especializados. Así, la Oficina de Formación de Personal consta tan sólo de un ingeniero y un ayudante, sin tener ni mandar en instructores u operarios. Los cursos se realizan de la siguiente forma:

La O. F. P. realiza el análisis y lo que es mera organización del curso, estudio económico, etc. Después procede a instalar la "herramienta" Formación de Personal dentro del taller, tomando parte en el desarrollo del curso la gente del taller, como son el instructor, jefe de equipo para el Follow-up, inspectores de calidad y rendimiento, etc. Se elige un hombre del taller que será responsable de la coordinación de todas estas actividades y del control del desarrollo del curso y Follow-up, trabajando en estrecha colaboración con la O. F. P., y que deberá tener suficiente autoridad para evitar retrasos en el suministro de material, para atender a la conservación de las máquinas y equipo, etc. La O. F. P. desarrolla todo su trabajo preliminar en conexión con este coordinador, manteniéndole informado del progreso de sus preparativos, y le da cuenta de las necesidades de material y equipo. El

coordinador proporciona al ingeniero de Formación todas las fuentes de información dentro del taller.

La Oficina de Formación entrena a los instructores y desarrolla el primer curso, asistiendo el coordinador, de forma que los sucesivos cursos puedan ser ya desarrollados por éste, siempre contando con la ayuda de F. de P., especialmente en lo que se refiere a mejoras que se puedan introducir, o al control de los métodos de instrucción empleados.

Así, sin más necesidades de personal ni de organización, el taller o departamento está capacitado para desarrollar los cursos que crea conveniente. Formación de Personal será una herramienta efectiva del taller, obteniéndose bastante más economía que si los cursos fueran de un organismo extraño al taller, que va lanzando de vez en cuando contingentes de hombres.

La conexión de formación con el taller es perfecta, y además de esta economía, se obtiene mejor resultado y más compenetración del operario con su taller y, al revés, mayor interés del taller en la formación de su propio personal, evitándose esa situación tan violenta de que en un momento dado haya dos capitanes en el mismo barco: el ingeniero del taller y el ingeniero de Formación.

La formación se hace dinámica, como lo es el propio taller; pero, ¡ojo con el manejo de esta herramienta!, pues es bastante cara; tanto, que obliga a pensar en manejar la formación con cuidado. Así, por ejemplo, hay que considerar que de los cursos sale personal muy especializado, sin experiencia, apto sólo para aquellas materias para que ha sido formado; el destinarlo a otra cosa distinta sólo puede traer su fracaso y la pérdida de todo el dinero invertido en su formación.

Anteriormente expongo, en la figura 1, la planificación de cursos hecha en enero de este año, y discutida con todos los ingenieros del Astillero. Estos son los cursos que estamos llevando a cabo, con algunas variaciones motivadas por necesidades que se van presentando. Formación de Personal es una herramienta dinámica, presta a seguir en cada momento el mejor camino para ayudar, de la mejor manera posible, al taller.

El resumen de los cursos realizados hasta ahora, y el personal que ha salido de ellos, se exponen en el gráfico de la figura 2.

Otro resultado es el número de instructores que saben el método de instruir operarios:

Coordinadores.—Un ingeniero de gradas, un ayudante de armamento y un delineante proyectista.

Instructores prácticos.—Un encargado de montadores de gradas, tres jefes de equipo de montadores de gradas, dos jefes de equipo soldadores de gradas, un jefe de equipo calafate de gradas, un operario de primera supletista de gradas, un encargado de tuberos, tres jefes de equipo de tuberos, tres soldadores del taller de tubos.

Instructores teóricos.—Un ayudante de ingeniero, cinco delineantes de primera, un administrativo de control de costes.

La parte más interesante al dar resultado es el poder reducirlos a cifras que indiquen el rendimiento alcanzado.

Desgraciadamente, en este caso es difícil dar cifra, pues no existen tarifas desarrolladas por el propio Astillero. En algunos casos se han aplicado tarifas tomadas de otras factorías, con todos los inconvenientes de ello; es tarea muy delicada la aplicación de tarifas o tiempos no fundamentados en la propia experiencia o estudio.

Un caso de ello lo tenemos con los soldadores. En la figura 3 se indican las curvas de rendimientos de los soldadores de los cursos con relación con los soldadores de primera antiguos. Las curvas representan promedios de veinte días para evitar las irregularidades que resultaban si se indicaban los rendimientos diarios. Estos rendimientos representan ganancias obtenidas en destajos, aplicando tarifas de otro Astillero. Como se ve, el camino seguido por las dos curvas es paralelo, llegando los operarios de los cursos a rendir un 90 por 100 de un soldador antiguo, ya con experiencia.

Las irregularidades de las curvas demuestran algunas deficiencias que no pueden achacarse a formación de personal, pues ocurre a la vez con los operarios de los cursos y los operarios viejos. Como causas posibles de ellas, salen inmediatamente:

a) Deficiencias de organización del trabajo, motivadas por escasez de personal y por estar la instalación material incompleta.

b) Deficiencias de las tarifas empleadas, por las razones apuntadas antes.

Otro resultado interesante es el económico. Cualquier plan de formación es necesariamente caro, y con este método también. Sin embargo, mucho más caro es el retrasar la puesta en marcha de una factoría por falta de personal, o el mantener operarios con bajo rendimiento.

Para terminar, y a falta de cifras que lo expresen más elocuentemente, exponemos nuestra opinión:

1.° El método R. B. B. da buenos resultados en la formación de operarios en un tiempo muy corto.

2.° Estos operarios salen, naturalmente, sin experiencia, por lo que precisan de un Follow-up de ayuda, que complete su introducción dentro de la "Organización y métodos de trabajo existentes en el taller".

3.° Con el método R. B. B. se pretende resolver,

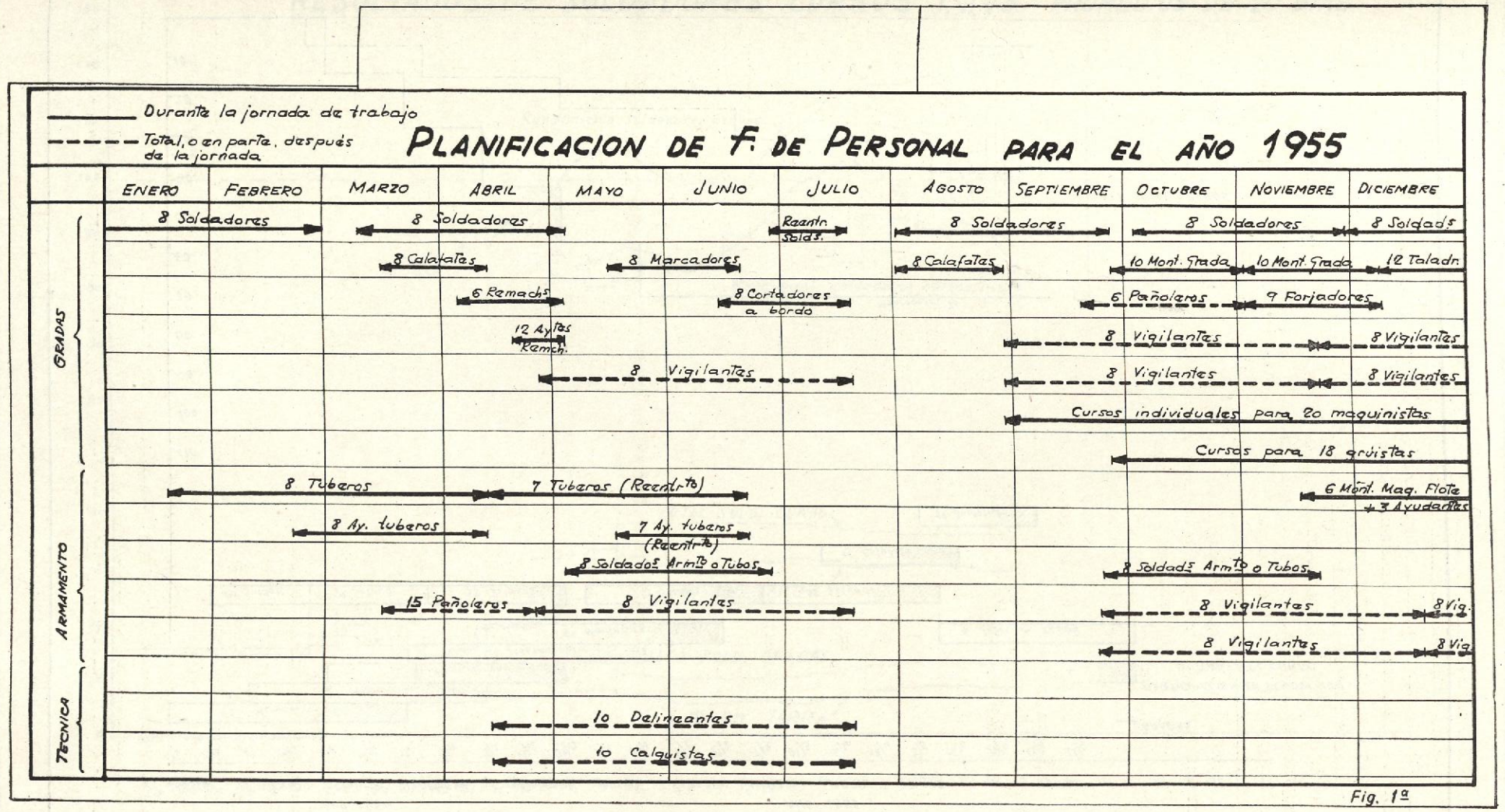

Durante la jornada de trabajo
Total, o en parte, después de la jornada
PLANIFICACION DE F. DE PERSONAL PARA EL AÑO 1955
ENERO
FEBRERO
MARZO
ABRIL
MAYO
JUNIO
JULIO
AGOSTO
SEPTIEMBRE
OCTUBRE
NOVIEMBRE
DICIEMBRE
GRADAS
ARMAMENTO
TECNICA
8 Soldadores
8 Soldadores
Reentr. Soldd.
8 Soldadores
8 Soldadores
8 Soldads
8 Calafates
8 Marcadores
8 Calafates
10 Mont. Grada
10 Mont. Grada
12 Taladr.
6 Remachs
8 Cortadores a bordo
6 Pañoleros
9 Forjadores
12 Ayts Remch.
8 Vigilantes
8 Vigilantes
8 Vigilantes
8 Vigilantes
8 Vigilantes
Cursos individuales para 20 maquinistas
Cursos para 18 grúistas
8 Tuberos
7 Tuberos (Reentrto)
6 Mont. Maq. Flote + 3 Ayudantes
8 Ay. tuberos
7 Ay. tuberos (Reentrto)
8 Soldados Armto o Tubos
8 Soldads Armto o Tubos
15 Pañoleros
8 Vigilantes
8 Vigilantes
8 Vig.
8 Vigilantes
8 Vig.
10 Delineantes
10 Calquistas

Fig. 1ª

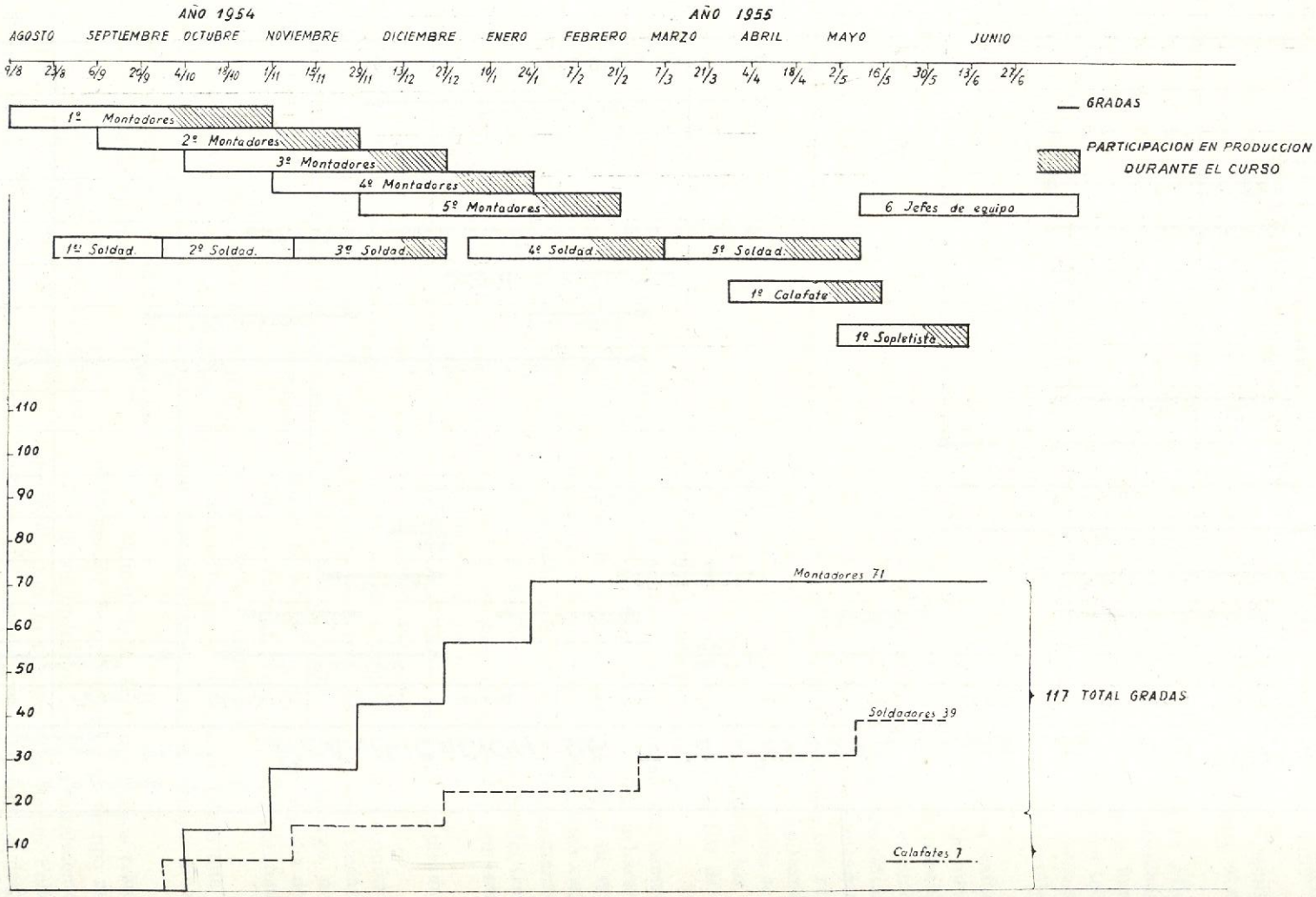

RESULTADOS HASTA 1º DE JUNIO 1955
AÑO 1954
AÑO 1955
AGOSTO
SEPTIEMBRE
OCTUBRE
NOVIEMBRE
DICIEMBRE
ENERO
FEBRERO
MARZO
ABRIL
MAYO
JUNIO
9/8 23/8 6/9 20/9 4/10 18/10 1/11 15/11 29/11 13/12 27/12 10/1 24/1 7/2 21/2 7/3 21/3 4/4 18/4 2/5 16/5 30/5 13/6 27/6
GRADAS
PARTICIPACION EN PRODUCCION DURANTE EL CURSO
1º Montadores
2º Montadores
3º Montadores
4º Montadores
5º Montadores
6 Jefes de equipo
1º Soldad.
2º Soldad.
3º Soldad.
4º Soldad.
5º Soldad.
1º Calafate
1º Sopletista
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
Montadores 71
Soldadores 39
Calafates 7
117 TOTAL GRADAS

Fig. 2.ª

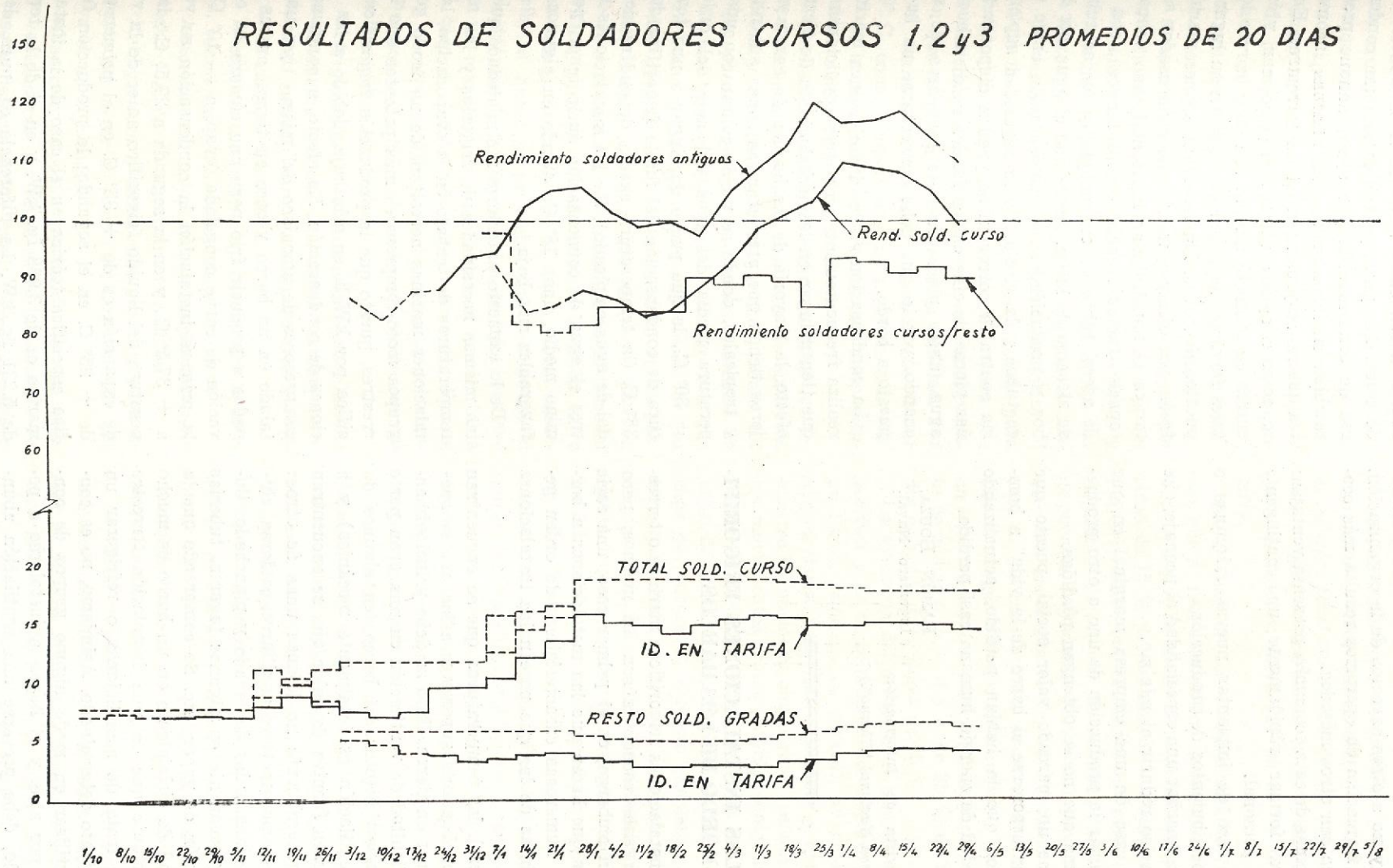

RESULTADOS DE SOLDADORES CURSOS 1, 2 y 3 PROMEDIOS DE 20 DIAS
150
120
110
100
90
80
70
60
20
15
10
5
0
Rendimiento soldadores antiguos
Rend. sold. curso
Rendimiento soldadores cursos/resto
TOTAL SOLD. CURSO
ID. EN TARIFA
RESTO SOLD. GRADAS
ID. EN TARIFA
1/10 8/10 15/10 22/10 29/10 5/11 12/11 19/11 26/11 3/12 10/12 17/12 24/12 31/12 7/1 14/1 21/1 28/1 4/2 11/2 18/2 25/2 4/3 11/3 18/3 25/3 1/4 8/4 15/4 22/4 29/4 6/5 13/5 20/5 27/5 3/6 10/6 17/6 24/6 1/7 8/7 15/7 22/7 29/7 5/8

Fig. 3.ª

de una manera dinámica, el problema de producción, siempre que éste sea debido a "formación de personal" y no a otros aspectos de la organización.

4.° La formación de operarios resulta más económica que con otros métodos.

5.° Además de esta economía, presenta ventajas:

a) Para formar rápidamente un contingente grande de personal.

b) En caso de implantar nuevas máquinas o nuevos procedimientos de producción.

c) Para enseñar una especialidad al peonaje, que hoy es preciso reducir al mínimo.

d) En caso de una empresa marginal en que se deba variar la producción de uno a otro producto, de forma que no se obtengan pérdidas.

e) Tiene un marcado valor social, puesto que permite "incorporarse al barco de la vida" a hombres hechos que lo habían perdido, actualizando gran cantidad de energía humana casi perdida.

RAMÓN BOUZA,
Ingeniero Naval.

(De la Revista de Información de la *Empresa Nacional "Elcano"*.)

SOBRE LAS INSTALACIONES FRIGORIFICAS A BORDO DE LOS BARCOS

En las instalaciones frigoríficas marinas o terrestres los órganos esenciales son los mismos, pero existen, sin embargo, en el primer caso, una serie de factores que hacen que las instalaciones a bordo posean numerosas características de orden general distintas de las que poseen las instalaciones de tierra.

En general, las temperaturas que se encuentran a bordo son bastante superiores a las que se suelen encontrar en tierra. Esto se debe principalmente a la dificultad de ventilación en una gran parte de los compartimientos del barco (en algunos de ellos la ventilación es totalmente mecánica) y a las numerosas fuentes de calor que se encuentran a bordo, generalmente no lejanas unas de otras: turbinas, dínamos, motores auxiliares, calderas, chimeneas, cocinas, salas de lavado y planchado, iluminación permanente en algunos lugares, tuberías de conducción de vapor, etc. Se comprende que la la necesidad de aislamiento en un barco es mucho más importante que en una instalación terrestre cuando se trata de acondicionar o refrigerar un compartimiento determinado. Asimismo, no es conveniente utilizar en modo alguno grupos de condensación por aire, y si llegan a instalarse a pesar de todo, debe preverse una ventilación abundante del lugar donde estén instalados y, naturalmente, deben estar situados lejos de toda fuente de calor. Es, pues, preferible adoptar condensadores de condensación por agua, aunque presentan también en las instalaciones marinas inconvenientes que no se presentan en las terrestres. En efecto, como el agua a utilizar es la de mar, y ésta, al entrar en contacto directo con ellos, corroe los metales ferrosos, se deben emplear, en su lugar, compuestos de cobre. En las instalaciones marinas de freón, por ejemplo, un tipo de condensador a adoptar es el multitubular horizontal, que ocupa poco espacio (factor esencial en los barcos), con virola de acero, tubos de cuproníquel y placas tubulares de aleación de latón, circulando el agua por los tubos y produciéndose la condensación entre el haz de tubos y la virola. Como seguridad suplementaria contra la corrosión se pueden disponer pequeñas placas de cinc en los fondos de distribución de agua. Estas placas han de renovarse de vez en cuando, por lo que debe conservarse un buen repuesto a bordo.

La condensación en las instalaciones marinas se realiza frecuentemente en peores condiciones de las que tienen lugar en las instalaciones de tierra. En efecto, la mayoría de los buques de carga y pasajeros tienen que atravesar las zonas subtropicales y tropicales, donde se puede contar con una temperatura media del agua del mar del orden de + 30° C., lo que puede dar lugar a una temperatura de condensación del flúido frigorífico de unos 38° C. (la temperatura exacta dependerá del caudal de agua empleado). En las instalaciones terrestres el agua de condensación suele tener, por término medio, unos 18° C., siendo en algunos casos favorables más baja.

De lo expuesto anteriormente se deduce que para las mismas necesidades de frigorías y las mismas temperaturas de trabajo en la evaporación, las instalaciones marinas necesitan, de un modo general, grupos moto-compresores más potentes que los terrestres, puesto que la producción frigorífica específica por kW/h. es más baja, debido a las condiciones de condensación. En efecto, supongamos dos compresores de amoníaco del mismo tipo, uno instalado en un barco y otro en tierra, ambos destinados a producir frío para una cámara de conservación de carne congelada (evap. a — 10° C.); en la primera instalación la condensación se verifica a + 37,5° C., y en la segunda a 27,5° C.; la temperatura del líquido frigorífico antes de la válvula de expansión es de + 35° C. en el primer caso y de + 25° C. en el segundo; la producción frigorífica específica teórica en el caso de la instalación marina es de 3.968 fg./kW. y en el de la terrestre de 5.231 fg./kW. La diferencia es, pues, de unas

1.260 fg./kW., de una instalación a otra, debido a los 10° C. de diferencia en la condensación.

Puede ocurrir en algunas ocasiones que una instalación de tierra esté en peores condiciones de condensación que una instalación marina, pero esto tiene lugar en contadas ocasiones, puesto que el agua de la red de distribución general raramente llega a + 30° C., aun en los climas más cálidos, y si el agua procede de un pozo, suele ser bastante más fresca que si procede de la red general.

Por supuesto, que en el curso de la navegación del barco la temperatura ambiente, así como la del agua del mar, variará en relación con la estación y la posición geográfica, de modo que en ciertos casos la instalación frigorífica marchará con el concurso de buenas condiciones exteriores, pero el cálculo de la instalación debe hacerse (como para las instalaciones terrestres, claro está) para que pueda marchar en las condiciones más desfavorables en que se pueda encontrar en la realidad. Por eso, al realizar el proyecto, además de tomar + 30° C. como temperatura del agua de mar empleada en la condensación, se toma una temperatura ambiente de + 40° C. a + 45° C.

Las instalaciones marinas, a diferencia de las terrestres, están sometidas a una serie de esfuerzos mecánicos y tensiones debidas al movimiento del mar, que pueden ser extremadamente violentos en caso de mar gruesa. Por mucho cuidado con que se haya hecho el montaje y por muy buena que sea la calidad del material, necesariamente su desgaste es más intenso en el mar que en tierra. Esto en lo que se refiere a los elementos de la instalación frigorífica, pues el aislante térmico también sufre mucho más en un barco que en tierra. Como consecuencia, al hacer el proyecto, una vez hecho el cálculo teórico de las necesidades de frío, conviene tomar un margen más amplio que el que se toma en el caso de las instalaciones terrestres. En un caso y en otro, el cálculo de la cantidad de frigorías necesarias se hace teniendo en cuenta los capítulos esenciales siguientes:

a) Refrigeración (y eventualmente congelación) de los productos a conservar, desde la temperatura inicial de entrada hasta la temperatura de régimen de la cámara frigorífica.

b) Absorción del calor desprendido por la mercancía, cuando se trata de frutos y verduras.

c) Absorción del calor que entra por las paredes, techo y suelo de la cámara frigorífica.

d) Refrigeración y desecación (condensación de una parte del vapor de agua) del aire exterior que renueva el de la cámara.

e) Absorción del calor producido por las bombas y ventiladores que haya en la instalación. En este caso la determinación exacta sólo puede hacerse después de conocer las características de los aparatos que se instalarán; pero en un ante-proyecto se pueden tomar como necesidades de frío para contrarrestar el calor desprendido por las bombas 5 % de la cifra total resultante de los capítulos *a, b, c* y *d,* y para contrarrestar el calor desprendido por los ventiladores, alrededor de 10 % de la misma cifra.

En el caso de las instalaciones terrestres, una vez que se han sumado las cantidades obtenidas en *a, b, c, d* y *e,* se añade al total un margen de seguridad de 15 % de la suma de las cantidades *a, b, c* y *d,* teniéndose así en cuenta una serie de pérdidas imposibles de evaluar de un modo exacto (abertura de puertas, entradas de personal, lapsos de tiempo en que está encendida la luz, etc.). Ahora bien, en el caso de las instalaciones marinas, según hemos dicho, el margen debe ser más amplio y puede hacerse un aumento sobre la cifra total de frigorías resultante de sumar *a, b, c, d* y *e,* de 25 % de las cantidades *a, b, c* y *d,* en lugar de 15 %.

La ejecución del montaje de una instalación frigorífica y de la colocación del aislante a bordo de un barco, requiere, en general, un cuidado mayor que en tierra, todas las sujeciones y uniones deben hacerse de un modo muy firme, teniendo en cuenta los movimientos a que estarán sometidas. Las tuberías no aisladas deben pintarse con una buena capa de pintura que impida la oxidación y otra capa de pintura de acabado resistente a la corrosión, que puede producir el ambiente, siempre salino, del barco. El circuito eléctrico debe ir muy bien aislado, pero, a pesar de ello, las líneas eléctricas no deben colocarse próximas a las tuberías de flúido frigorífico.

Entre el aparellaje de automatismo no deben figurar termostatos, presostatos u otros elementos provistos de contactores de mercurio, estos últimos deben ser de otro género, puesto que el movimiento del barco daría lugar a aperturas y cierres de circuito intempestivos.

Los condensadores y "receivers" deben colocarse paralelamente al eje del barco, pues de este modo los movimientos del líquido contenido en su interior son menores que si se colocasen en sentido perpendicular al eje, puesto que el cabeceo del barco es siempre mucho menor que el balance. El tubo de salida del líquido se debe colocar en el centro de la parte inferior del recipiente, para asegurar su alimentación constante, pese a los movimientos que se producen.

El flúido frigorífico empleado en las instalaciones marinas ha sido durante mucho tiempo el CO_2, que se prefirió a los otros dos flúidos utilizados industrialmente (NH_3 y SO_2) debido a:

1.° Que en caso de fuga haría falta una propor-

ción muy elevada de CO_2 en el ambiente (25 %) para que fuese peligroso para el organismo humano, ya que en sí mismo no es nocivo, y si llega a ser peligroso es porque en un ambiente muy cargado de CO_2 habra falta de oxígeno.

2.° Que el espacio ocupado por los compresores de CO_2 era bastante menor que el ocupado por los primitivos compresores horizontales de NH_3, de grandes dimensiones.

Sin embargo, el CO_2 presenta como flúido frigorífico algunos inconvenientes serios:

1.° Debido a las fuertes presiones de trabajo (65,6 kg./cm².. a + 25° C., mientras que para el NH_3, a la misma temperatura, es de 10,2 kg./cm².) la construcción de aparellaje frigorífico requiere precauciones particulares, debe ser más resistente que para el amoníaco y, por tanto, más costoso.

2.° El rendimiento de una instalación frigorífica de CO_2, en las zonas tropicales o subtropicales, donde la temperatura del agua del mar empleada en la condensación es muy elevada, decrece muy rápidamente, pudiendo, inclusive, llegar a ser nulo, puesto que la temperatura crítica del anhídrido carbónico es de + 31° C. y en el momento que supera dicha temperatura de condensación es imposible licuarlo en el condensador; en este caso, se produce una liquefacción parcial del gas al atravesar la válvula de expansión de modo que pasará al evaporador una mezcla de gas y líquido. Como es la evaporación de este último la que da lugar a la producción de frío y su cantidad es menor que si se produjese la liquefacción normal en el condensador, es evidente que la producción frigorífica queda netamente disminuída. Si la temperatura de condensación se eleva mucho, puede llegar a producirse la expansión sin liquefacción ni siquiera parcial, no produciéndose efecto alguno de refrigeración en el evaporador.

3.° El que sea inodoro hace difícil la detección de fugas cuando se producen.

En época posterior, al generalizarse la construcción de compresores de amoníaco policilíndricos, verticales, acoplados directamente al motor eléctrico y ocupando, por tanto, mucho menor espacio que las antiguas máquinas horizontales con transmisión por correa, se fué generalizando el empleo del NH_3 en las instalaciones marinas, ayudando a ello también el progreso llevado a cabo en los medios de ventilación mecánica en los barcos. Una buena ventilación de la sala de máquinas (que contiene los compresores, condensadores, "receivers" y separadores) y la instalación de un dispositivo de pulverización que proyecta una cortina de agua en caso de fuga importante absorbiendo el NH_3 gaseoso, han permitido eliminar en gran proporción los riesgos de asfixia del personal, que se presentaban en un local mal ventilado y sin ningún dispositivo de seguridad. Recordemos que una proporción relativamente pequeña de amoníaco en la atmósfera (1 a 2 %) es ya bastante peligrosa. En las instalaciones terrestres lo general es que exista una ventilación natural abundante que impide, aun en caso de fuga importante, llegar a una concentración peligrosa; pero en los barcos, en la mayoría de los casos, en la sala de máquinas, existe una ventilación natural muy reducida, razón por la cual se imponen un buen dispositivo de ventilación mecánica y un dispositivo de seguridad complementario. La ventilación se debe hacer en aspiración forzada ascendente y de tal modo que la salida al exterior esté a una altura tal por encima de la cubierta que impida la introducción del aire expulsado (que eventualmente puede estar cargado de gases amoniacales) en un compartimiento cualquiera del barco o en cualquier toma de aire destinada a la ventilación de dichos compartimientos. El cálculo de las necesidades de ventilación puede hacerse basándose en la carga de NH_3 contenida en el aparato frigorífico más importante que se encuentre en el local a ventilar, y se tomarán 700 m³./hora de aire por cada 100 kilogramos de amoníaco. Las paredes de la sala de máquinas serán completamente herméticas al gas y los dispositivos de marcha de los ventiladores estarán situados fuera de dicha sala. Asimismo, conviene que exista un acceso suplementario a ella que no comunique con los compartimientos y pasillos utilizados en la vida normal de trabajo de la tripulación. También deben tenerse siempre a punto dos máscaras protectoras guardadas en un pequeño armario, situado fuera de la sala de máquinas, y a una distancia suficiente de cualquier aparato que contenga flúido frigorífico.

En los últimos años se van generalizando cada vez más las instalaciones frigoríficas marinas a base de freón — 12 y van desplazando poco a poco a las de amoníaco. Como es sabido el freón — 12 es inocuo y presenta en este sentido gran ventaja sobre el NH_3. Los modernos compresores que emplean freón como líquido frigorífico ocupan, en general, poco espacio en relación con la potencia frigorífica producida (cilindros verticales o en V, velocidad de rotación elevada), de modo que a este respecto son también perfectamente adecuados para su utilización en los barcos. Añadamos que las instalaciones marinas a base de NH_3 suelen efectuarse empleando como flúido intermediario de distribución de frío la salmuera, mientras que las de freón se suelen hacer sea a expansión directa sea con circulación de salmuera.

Para terminar, damos a continuación la descripción de una instalación frigorífica marina realizada por la casa francesa "Ateliers et Chantiers de la

Loire" a bordo del paquebot mixto "Claude Bernard", construído por la citada empresa en su fábrica de St. Nazaire.

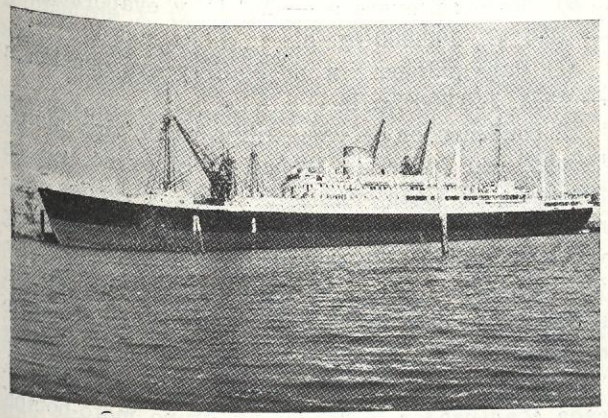


Foto n.º 1.—Paquebot mixto "Claude Bernard".

El paquebot mixto "Claude Bernard" entró en servicio en 1950, desplaza en carga 17.000 toneladas, puede transportar 324 pasajeros y posee, aproximadamente, 9.000 m³. de bodegas, de las cuales una buena parte está destinada al transporte frigorífico. La maquinaria frigorífica está instalada en un local de 20 × 9,50 m. y debe abastecer de frío a tres servicios distintos:

A) *Servicio de flete refrigerado.*

Los compartimientos dedicados a la carga refrigerada comprenden tres entrepuentes y dos bodegas, con un volumen bruto total de 3.860 m³. (aislante no comprendido), y un volumen neto de 3.200 metros cúbicos después de descontar los volúmenes ocupados por los frigoríficos y las tuberías de distribución de frío. Estos compartimientos están destinados a uno cualquiera de los servicios siguientes:

1.º Transporte de carnes congeladas a la temperatura de — 10° C., introduciéndolas en el barco procedentes de un almacén frigorífico, a una temperatura próxima de la de transporte.

2.º Transporte de frutas variadas a 0° C., siendo la temperatura de salida del almacén frigorífico 12° C. y debiendo asegurar la caída de 12° C. a 0° C. en setenta y dos horas.

3.º Transporte de naranjas a + 4° C., introducidas a + 25° C., debiendo asegurarse la caída de temperatura de la carga en setenta y dos horas.

4.º Transporte de plátanos a 12° C., cargándolos a 30° C. y debiendo realizarse la caída de temperatura en setenta y dos horas.

5.º Transporte mixto, sea a — 10° C. y + 4° C., sea a — 10° C. y + 12° C., respectivamente.

El aislamiento de todos estos compartimientos está constituído por corcho granulado, variando su espesor entre 300 y 400 mm., según los lugares.

B) *Servicio de conservación de los víveres consumidos a bordo.*

El número máximo de hombres a bordo es de 480, entre pasajeros y tripulación. Para asegurar la conservación de los víveres existen dos grupos de cámaras frigoríficas, con un volumen total de 649 metros cúbicos, distribuídos del modo siguiente:

Primer grupo:

Hielo	44 m³ a — 2° C.
Pescado	17 m³ a — 8° C.
Volatería	17 m³ a — 5° C.
Mantequilla y huevos	35 m³ a 0° C.
Vísceras	29 m³ a — 8° C.
Carne	67 m³ a — 8° C.
Conservas	29 m³ a 0° C.
Antecámara refrigerada	65 m³ a + 15° C.

Segundo grupo:

Legumbres	87 m³ a + 2° C.
Frutos	68 m³ a + 2° C.
Vinos	48 m³ a + 12° C.
Líquidos diversos	110 m³ a + 12° C.
Antecámara refrigerada	33 m³ a + 15° C.

C) *Servicio de acondicionamiento de aire.*

Este servicio está destinado a proveer de aire refrigerado a los comedores y diversos salones, así como a una parte de los camarotes.

El flúido frigorífico empleado es el freón — 12, y la distribución de frío se hace mediante salmuera en los circuitos de bodegas refrigeradas y víveres de a bordo y mediante agua en el de acondicionamiento. La red de distribución de la salmuera destinada a las citadas bodegas tiene, a su vez, dos circuitos, por uno de los cuales circula la salmuera a — 18° C. y por el otro a — 8° C., y a veces a una temperatura superior, cuando se transporta cargamento mixto. El primero de ellos se puede poner, cuando es necesario, en comunicación con el circuito que abastece de salmuera a — 18° C. a los compartimientos destinados a la conservación de los víveres de a bordo, de modo que, según las necesidades de refrigeración, cada una de las instalaciones puede auxiliar a la otra.

Todos los serpentines de las cámaras de víveres y los frigoríferos de los comportamientos destinados a flete refrigerado, son de tubo de acero galvanizado exteriormente. Un dispositivo de circulación de salmuera caliente permite realizar el desescarchado de todos los serpentines simultáneamente, o bien de uno o varios solamente, mientras el

resto sigue funcionando. El calentador de salmuera, de tipo multitubular, alimentado por vapor, tiene una potencia calorífica de 60.000 calorías-hora.

Material frigorífico destinado al servicio de las bodegas refrigeradas.

Esta instalación tiene tres grupos moto-compresores a freón (ver fotografía 2) de las siguientes características: seis cilindros, simple efecto, diámetro 148 mm., carrera 148 mm., dispositivo de regulación de la potencia frigorífica que permite reducirla a un tercio de su valor máximo, dispositivos

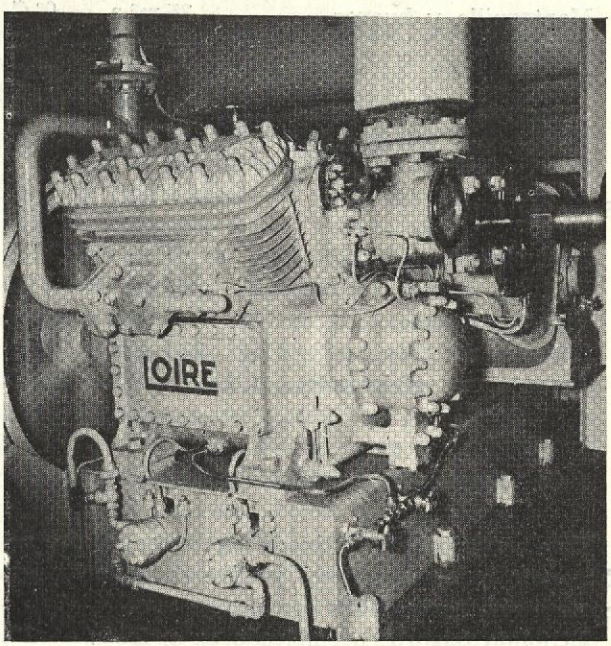


Foto n.º 2.—Uno de los grupos moto-compresores a freón instalado en el servicio de flete refrigerado del paquebot mixto "Claude Bernard".

de seguridad comprendiendo una válvula de seguridad y un presostato alta y baja presión que puede detener automáticamente la marcha en caso de funcionamiento anormal. El engrase del compresor se realiza por medio de una bomba de engranajes movida por la extremidad del árbol cigüeñal. El aceite, al recircular, pasa cada vez a través de un filtro situado al lado de la bomba, y se enfría a su paso por un refrigerante alimentado con agua de mar y situado debajo de la bancada metálica del compresor. El motor eléctrico de cada grupo es de corriente continua a 220 V. y tiene una potencia de 72 HP. El acoplamiento se realiza mediante correas trapezoidales. La velocidad normal de los motores eléctricos es de 1.500 r. p. m., pero puede ser reducida a 1.130 r. p. m. mediante un reóstato de campo.

Las producciones frigoríficas de cada grupo, según el régimen de funcionamiento, utilizando para todos ellos agua salada de condensación a + 30° C. y siendo la velocidad común de 500 r. p. m., son:

a) Para salmuera a — 18° C. y evaporación a — 21° C., 70.000 fg./h.

b) Para salmuera a — 18° C. y evaporación a — 12,5° C., 100.000 fg./h.

c) Para salmuera a + 2° C. y evaporación a — 4° C., 140.000 fg./h.

El condensador de cada grupo es de tipo multitubular con tubos de bronce de aluminio, placas tubulares de latón, virola de chapa y fondos desmontables de aleación resistente a la corrosión, provistos de tabiques de separación que tienen por objeto producir el paso del agua varias veces en un sentido y en otro por grupos de tubos. El freón se condensa entre la virola y los tubos y pasa luego al "receiver". El agua de condensación que necesita cada condensador la provee un grupo moto-bomba centrífugo vertical para agua de mar, construcción en bronce, suministrando 50 m³/hora.

Los evaporadores son también multitubulares, pero hechos de acero en su totalidad y cada uno de ellos lleva en su parte superior un intercambiador multitubular por el cual circula el freón líquido procedente del "receiver", que se subenfría antes de llegar a la válvula de expansión, al ceder calor a los vapores fríos que se producen en el evaporador. El freón líquido pasa a través de los tubos del intercambiador y los vapores entre la virola y el haz de tubos. De este modo se gana en potencia frigorífica.

Para la circulación de la salmuera hay tres bombas centrífugas de un caudal de 80 m³/hora cada una, más una bomba suplementaria de 20 m³/hora utilizada únicamente para la circulación de la salmuera caliente empleada en el desescarchado.

Los cinco compartimientos destinados a carga refrigerada se enfrían por medio de cinco frigoríficos hechos de tubos lisos galvanizados de 40/49, que permiten una elevada velocidad de circulación del aire, obteniéndose, como consecuencia, un coeficiente de transmisión muy alto. La longitud total desarrollada de los tubos es de 7.000 metros.

La ventilación está asegurada por medio de cinco ventiladores helicoidales reversibles y cuya velocidad se puede reducir en un 20 % mediante regulación del campo. El caudal total de aire frío suministrado por los ventiladores cuando funcionan con su máxima velocidad, es de 200.000 m³/hora.

Cada uno de los cinco frigoríficos puede alimentarse independientemente desde la sala de máquinas, pero puede también ponerse en comunicación con el circuito del frigorífico más próximo. Debido a estas interconexiones cualquier evaporador refrigerante de salmuera puede abastecer de esta última a cualquier frigorífico, lo cual confiere una gran flexibilidad a la instalación.

Material frigorífico destinado al servicio de conservación de los víveres consumidos a bordo.

Esta instalación comporta un grupo moto-compresor de freón de tres cilindros, simple efecto (148 milímetros × 148 mm.) (ver fotografía 3), con características de construcción muy similares a las de los compresores del servicio de flete refrigerado, lo que permite la standardización de una serie de piezas de recambio. El motor eléctrico del grupo tiene 40 HP. y gira a 1.500 r. p. m., pero mediante un reglaje adecuado del campo puede obtenerse una velocidad de 1.130 r. p. m. El acoplamiento se hace mediante correas trapezoidales. El compresor puede producir 35.000 fg./hora empleando agua de mar a + 30° C. en la condensación y verificándose la evaporación a — 21° C. para obtener salmuera a — 18° C. En realidad, el motor de 40 HP. tiene una potencia superior a la necesaria, pero ha sido el criterio del armador que tuviera la misma potencia que el motor de la instalación de acondicionamiento con objeto de permitir la intercambiabilidad recíproca de ambas máquinas y de las piezas de recambio respectivas.

El condensador correspondiente es de tipo multitubular y está alimentado en agua marina de condensación mediante un grupo moto-bomba centrífugo de 25 m³/hora.

El evaporador, también de tipo multitubular, está provisto en su parte superior de un intercambiador térmico refrigerante del líquido que se dirige a la válvula de expansión. La circulación de salmuera está asegurada por un grupo moto-bomba de 22 metros cúbicos/hora, y existe otro auxiliar de las mismas características que puede ponerse en funcionamiento en caso de avería del primero.

Los distintos serpentines de circulación de salmuera utilizados para refrigerar las cámaras de víveres de a bordo comprenden una longitud total desarrollada de 1.600 metros de tubo de 40/49 mm.

Material frigorífico destinado al servicio de acondicionamiento de aire.

Esta instalación está provista de un grupo moto-compresor que tiene exactamente las mismas características que las del de la instalación anterior, pero que suministra 80.000 fg./hora, girando a 525 r. p. m., evaporando a — 3° C., para refrigerar el agua destinada al circuito de enfriamiento del aire a + 2° C. El condensador es también del mismo tipo que el de la instalación de víveres y el agua marina de condensación la suministra una bomba centrífuga vertical de 25 m³/ hora.

Los compresores de las instalaciones de víveres de a bordo y de acondicionamiento de aire pueden funcionar, llegado el caso, cada uno de ellos sobre el evaporador o el condensador del otro circuito. Si, por ejemplo, el compresor de la instalación víveres sufriera una avería, se podría funcionar de ese modo con el de la instalación acondicionamiento, para refrigerar las cámaras, suspendiendo momentáneamente la refrigeración del agua destinada a enfriar el aire acondicionador.

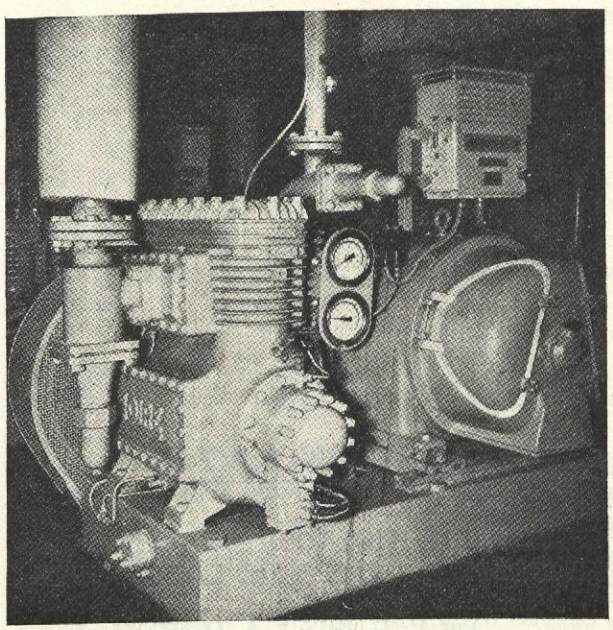


Foto n.° 3.—Tipo de grupo moto-compresor utilizado en la instalación de conservación de los víveres consumidos a bordo y en la de acondicionamiento de aire, en el paquebot "Claude Bernard".

Para el cálculo de las frigorías necesarias a las instalaciones del "Claude Bernard", se han admitido los datos siguientes:

Coeficiente práctico de pérdida calorífica a través del aislante térmico	0,4 KCal/m²/C°/h.
Temperatura del agua de mar.	+ 30° C.
Temperatura ambiente	+ 40° C.
Fermentación del cargamento de frutos durante el transporte:	
a + 4° C.	300 KCal/ton./día.
a 0° C.	200 KCal/ton./día.
Fermentación del cargamento de frutos durante el período de carga	1.000 KCal/ton./día.
Renovación del aire de cada compartimiento refrigerado.	3 veces cada 24 h.
Densidad de carga de los frutos netos aproximadamente .	300 kg/m³ neto.
Densidad de carga de la carne congelada	330 kg/m³ neto.

(Densidad para la carne de buey congelada, almacenada en pilas).

GONZALO PALLARÉS,
Ingeniero del Instituto Francés de Frío Industrial, de París.

Revista de Revistas

CONSTRUCCION NAVAL

MEDIOS DE PROTECCION CONTRA LA HUMEDAD A BORDO DE LOS BUQUES

Por P. L. BAIN y A. O'CONNELL

(Del *Boletín de la A. T. M. A.*, 1954.)

SUMARIO:

A. PROTECCIÓN DE LAS ESTRUCTURAS DEL BUQUE Y DE LA CARGA POR VENTILACIÓN Y DESHIDRATACIÓN DEL AIRE.
— *Condensaciones de la humedad y sus causas.*
— *La ventilación racional de las bodegas.*
— *La necesidad del control de la humedad y del empleo de los procedimientos de deshidratación del aire.*
— *Los medios de control de la humedad y las reglas de explotación que se deducen.*

B. PROTECCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LOS PETROLEROS MEDIANTE EMPLEO DE AIRE SECO.

A. PROTECCIÓN DE LAS ESTRUCTURAS DEL BUQUE Y DE LA CARGA POR VENTILACIÓN Y DESHIDRATACIÓN DEL AIRE.

1. La experiencia práctica de los capitanes, oficiales de a bordo y de todos los que tienen la responsabilidad de las mercancías transportadas, ha demostrado que existe siempre un riesgo de condensación de humedad en las bodegas cuando a causa del mal tiempo se cierra la ventilación. En realidad, es suficiente al armador demostrar que ha sido necesario parar los ventiladores a causa del mal tiempo, para zafarse de la responsabilidad de las averías causadas a la carga. Se admite corrientemente que la ventilación continua de las bodegas evita la condensación de la humedad.

2. Cuando el aire tomado del exterior es enviado a las bodegas, basta que llegue a ponerse en contacto con un punto de la bodega o de la carga cuya temperatura sea inferior a su punto de rocío para que el vapor de agua que contiene se deposite en forma de agua condensada; entonces las estructuras del buque se mojan y la carga se humedece o absorbe agua. El fenómeno no depende del buque, de su carga ni de la dotación; las condiciones atmosféricas y sus variaciones son las únicas responsables.

Las condensaciones de la humedad y sus causas.

Las condensaciones de la humedad en las bodegas y entrepuentes a bordo pueden ser debidas a tres causas esenciales, individuales o simultáneas:

— Las condiciones atmosféricas,
— La naturaleza de la carga transportada.
— La interacción de los productos transportados, unos sobre otros.

1. *Condiciones atmosféricas.*

El fenómeno físico es bastante conocido: habrá condensación de vapor de agua, bien sobre las estructuras de las bodegas o sobre la carga, e incluso sobre las dos a la vez, cuando las temperaturas superficiales de unas u otra sean inferiores al punto de rocío del aire ambiente. De una manera general, se puede decir que las condensaciones serán inevitables cuando la tensión parcial del vapor de agua en el aire exterior llegue a ser superior a la tensión parcial del aire saturado tomado a la temperatura de la bodega o del entrepuente, y se manifestará bien por una neblina o por depósitos localizados de gotas de agua.

2. *Naturaleza de la carga.*

Existe una categoría de mercancías llamadas higroscópicas, tales como el arroz, café, azúcar, trigo, tabaco, soja, lino, madera, etc., que tienen la propiedad de absorber o perder la humedad en fun-

ción de las condiciones del aire ambiente. Si las condiciones de la temperatura y humedad relativa del aire son mantenidas constantes, se produce un equilibrio entre el aire y el producto al cabo de un tiempo más o menos largo. Si a partir de este equilibrio baja la humedad relativa del aire, la mercancía perderá poco a poco el exceso de humedad que contiene, e inversamente. Las variaciones de la temperatura del aire tienen mucha menos importancia que las variaciones de la humedad relativa.

Por otra parte, ciertos productos, tales como los granos, pueden sufrir transformaciones biológicas y químicas muy complicadas. Se dice entonces que la carga "trabaja" o "respira". Por esta causa, se han comprobado desprendimientos importantes de vapor de agua, gas carbónico, etc. La intensidad es aún mayor con las frutas.

Dado que las propiedades higroscópicas de todos los productos transportados son poco conocidas, se admite que su transporte debe de hacerse en ambientes que no pasen de un 70 % de humedad relativa de aire. Tal humedad es a menudo sobrepasada en la mar.

En general, las averías más graves suceden cuando se viaja de un país caliente a uno frío, inversamente al fenómeno atmosférico estudiado en el párrafo 1. De tal manera que tal buque estará expuesto a los daños correspondientes en los dos sentidos del recorrido.

3. *Interacción entre los productos transportados.*

Un ejemplo típico del que se ha tenido conocimiento es el de una carga de azúcar en bruto, de Java, que había sido estibada sobre una carga de madera. A pesar de la interposición de paneles dejando un espacio libre entre las dos cargas, las tres cuartas partes de los sacos de azúcar estaban delicuescentes a la llegada. La madera había desprendido importantes cantidades de vapor de agua, que los cristales del azúcar hechos higroscópicos por el film superficial de la melaza, absorbieron inmediatamente.

La ventilación racional de las bodegas.

La ventilación racional de las bodegas debe tener en cuenta a bordo las necesidades siguientes:

a) La ventilación debe poder efectuarse aun con mal tiempo, para lo cual las tomas de aire exterior deben disponerse consecuentemente, es decir, deben quedar abrigadas contra los salseros y la lluvia.

b) No basta el envío de aire al interior de las bodegas, es necesario poder repartir el "gasto de aire" entre la bodega y los entrepuentes en forma proporcional a los espacios a ventilar.

c) En cada espacio, el aire suministrado debe ser repartido juiciosamente sobre toda la "manga", a fin de evitar espacios muertos.

d) Iguales consideraciones deberán aplicarse en el otro extremo del espacio ventilado para la evacuación del aire; la extracción de éste debe ser mecánica y repartida sobre toda la anchura de las bodegas.

e) Es necesario prever la posibilidad de aislar un entrepuente o la bodega para el transporte de ciertas mercancías que no tengan necesidad de ser ventiladas.

f) Finalmente, existen momentos en que la introducción de aire exterior cargado de humedad sería desastrosa, y en los que, al mismo tiempo, la falta de ventilación haría peligrar las mercancías. Es necesario tener la posibilidad de aislar estos espacios del exterior y circular en circuito cerrado el aire de la ventilación.

Estrictamente, la ventilación debería estar prevista para cada categoría precisa de mercancías, lo cual realmente es posible. Esto es por lo que debe exigirse la mayor flexibilidad al funcionamiento del servicio de ventilación, como acabamos de ver.

Desde 1931, ciertas compañías, como la "New Zealand Shipping Co.", y la "Federal Lines et l'Isthmian Steamship Co.", utilizan varios sistemas de ventilación, exigiendo a sus dotaciones comprobar el punto de rocío del aire exterior para parar la ventilación cuando llegue a ser superior al punto de rocío del aire en las bodegas. La "Furness, Withy & Co." hace distinción en sus viajes en los períodos de verano e invierno y entre las diversas cargas. Pero siempre esta necesidad de parar la ventilación choca con la resistencia de las dotaciones, que estiman que el riesgo de condensación de humedad resultante para la carga sería todavía mayor.

Se deduce, por tanto, que la ventilación, aun la más racional, no basta para asegurar la buena conservación de la carga. Un control posible de la humedad debe intervenir como medio de detección para prever los riesgos de condensación de la humedad, con objeto de evitarlos.

La necesidad del control de la humedad y el empleo de procedimientos para la deshidratación del aire.

Las primeras instalaciones de ventilación provistas de un sistema de deshidratación del aire estuvieron basadas en el principio de refrigeración del aire y fueron realizadas hacia 1928. En total, 28 buques en servicio o en construcción habían sido equipados en 1950. Dado que el agua del mar no

está jamás a una temperatura lo suficientemente baja para asegurar una condensación importante del vapor de agua contenido en el aire de la ventilación, es necesario recurrir a una instalación frigorífica.

Estos buques estaban ya equipados con centrales frigoríficas de tal manera que los puestos de deshidratación del aire no fueron más que una ampliación de aquéllas. En general, el sistema de "soplado" del aire al interior de las bodegas está dispuesto con un "by-pass", provisto de un refrigerador de aire por circulación de salmuera. Cuando la ventilación simple del aire exterior resulte peligrosa, una parte de este aire es deshumidificada por el refrigerador del "by-pass" y se mezcla con el resto del volumen de aire antes de su introducción en las bodegas. Estos sistemas utilizan igualmente la posibilidad de circular el aire en el interior por ventiladores reversibles, aunque raramente con extracción mecánica de aire.

Después de 1938, 174 buques pertenecientes a 35 compañías de navegación, con tonelajes unitarios que iban desde 1.620 a 25.500 toneladas de peso muerto y provistos desde dos a siete bodegas cada uno, habían sido equipados con sistemas de ventilación deshidratada, basados, en la mayoría de los casos, en la absorción del vapor de agua contenido en el aire por "hielo de Sílice". Una decena de ellos están equipados con un sistema análogo, pero de "Cloruro de litio", y entre los más recientes otra decena utiliza el "Glycol". La deshidratación del aire es así más eficaz. Por esta razón, el "American Register Bureau" precisa en su clasificación este equipo con las letras "V. D. S." (Sistema de ventilación y deshumidificación).

Los medios de control de la humedad y las reglas de explotación que se deducen.

La instalación de ventilación deshidratada está completada por:

a) Un higrotermógrafo registrador de las condiciones de temperatura y humedad del aire exterior.

b) Higrotermógrafos colocados en cada puesto de extracción de aire que registra las condiciones de temperatura y humedad del aire que sale de las bodegas y entrepuentes.

Se procede entonces como sigue:

1. Si el punto de rocío del aire exterior es igual o inferior al punto de rocío del aire en la bodega, se puede ventilar en circuito abierto.

2. Si el punto de rocío del aire exterior es superior al punto de rocío del aire en la bodega, es necesario aislar ésta del exterior, ventilar en circuito cerrado y añadir aire seco.

3. Si el punto de rocío del aire exterior es inferior al punto de rocío del aire en la bodega, pero la temperatura del aire exterior tiene tendencia a bajar rápidamente, se continuará ventilando en circuito abierto y agregando aire seco.

4. Si la carga del buque tiene lugar en tiempo frío y el barco se dirige en seguida hacia zonas calientes o templadas, se ventilará en circuito cerrado y se añadirá aire seco. Es necesario evitar la ventilación en circuito abierto mientras la carga permanezca fría.

5. Si la carga del buque ha tenido lugar en un clima caliente, se puede siempre ventilar en circuito abierto, a condición de agregar aire seco si la temperatura exterior disminuye rápidamente cuando el buque se dirige hacia una zona fría. Pero, desde el punto de vista de la explotación del buque, del rendimiento del tráfico y de las consideraciones comerciales, es la completa satisfacción del cliente la que debe prevalecer.

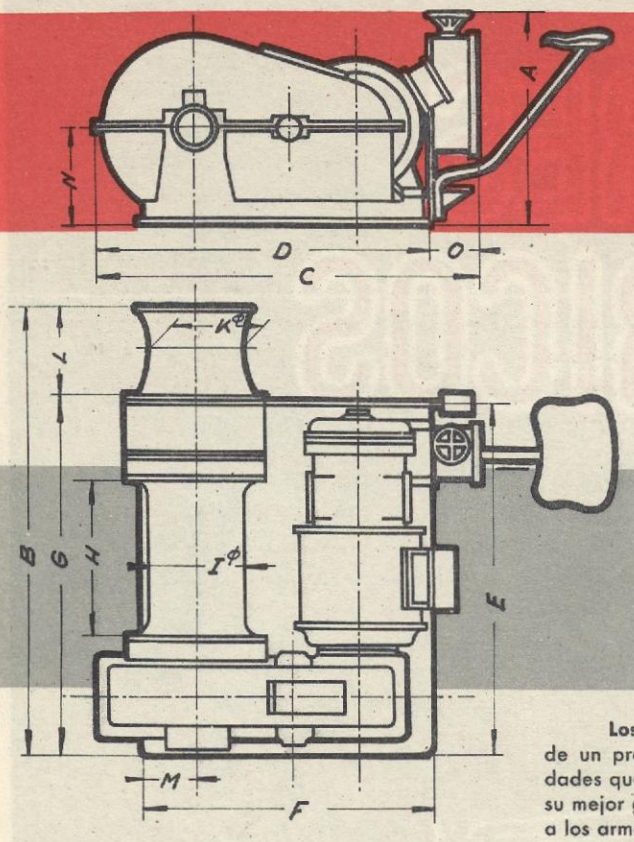
B. Protección de la estructura de los petróleos mediante el empleo de aire seco.

La manera de evitar la corrosión del conjunto metálico que constituye la estructura de los petroleros no ha sido todavía concretada por nadie.

La búsqueda del método más eficaz de protección de las estructuras de los petroleros se está realizando actualmente con una atención extraordinaria, efectuándose experiencias sistemáticas (de algunas de las cuales ya hemos dado cuenta en nuestra Revista) en los países anglo-sajones, que si no han permitido todavía formular conclusiones definitivas, han hecho resaltar que entre las diferentes soluciones posibles lo que asegura la protección de las estructuras por la utilización del aire seco es en el actual estado de cosas, la mejor, tanto bajo el punto de vista técnico como del financiero. Este método de protección se utiliza ya en 13 petroleros y se está instalando en otros 10. Por ello, hemos considerado interesante estudiar esta solución, tanto desde el punto de vista de su fundamento como del de su aplicación.

La utilización del aire seco para la protección de la estructura de los petroleros ha sido expuesta en el importante estudio de Mr. S. J. Duly, "The Corrosion of Steel by Sea Salt of given moisture Content", *Journal of the Society of Chemical Industry*, 1950, 69 p. 304, experto marítimo del Instituto de Investigación de la Marina Británica, y que se refiere a la corrosión de los tanques por la sal marina en función de la humedad relativa del aire ambiente.

CHIGRES
ELECTRICOS
ELCANO - BDT
FACTORIA DE MANISES
MAQUINARIA AUXILIAR PARA BUQUES
Cuart de Poblet - Valencia
Telegramas: Elcano-Manises



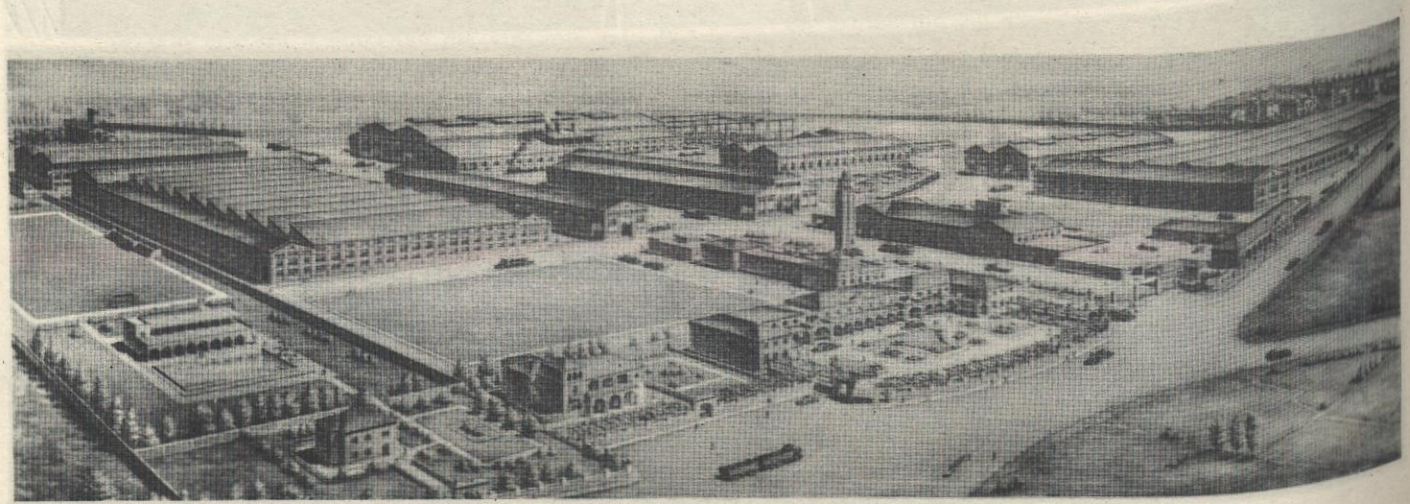
DIMENSIONES

	1.75 Ton	3 Ton	5 Ton
A	900	900	975
B	1.880	1.880	2.090
C	1.682	1.682	1.966
D	1.432	1.432	1.716
E	1.480	1.480	1.640
F	1.239	1.239	1.499
G	1.480	1.480	1.690
H	650	650	660
I	400	400	475
K	400	400	400
L	400	400	400
M	235	235	300
N	420	420	500
O	250	250	250

CARACTERISTICAS		1.75 Ton	3 Ton	5 Ton
Esfuerzo normal sobre el cable	Ton	1.75	3	5
Esfuerzo máximo	Ton	2,20	3,75	6,25
Velocidad de izado, carga normal	m/s	0,6	0,6	0,6
Velocidad de izado, en vacío	m/s	1,8	1,8	1,8
Corriente de alimentación, c. c.	V.	110	220	220
Potencia del motor	C. V.	16	30	50
Peso del chigre completo con embrague y freno de pedal	Kgs.	2.440	2.700	3.900

Los chigres eléctricos ELCANO-B.D.T. de funcionamiento automático son el resultado de un proyecto cuidadosamente estudiado y una ejecución inmejorable. El número de unidades que funcionan en buques de todos los países, desde hace muchos años, constituye su mejor garantía. Las principales ventajas que los chigres eléctricos ELCANO-B.D.T. ofrecen a los armadores son las siguientes:

- La velocidad de izado de la carga se regula automáticamente sin intervención del hombre que maneje la máquina. De esta forma la carga se iza siempre a la máxima velocidad que permite la potencia del motor de acuerdo con el peso de aquella.
- Gran duración y seguridad de funcionamiento, consecuencia de su sencilla y robusta concepción y de la cuidadosa selección de los materiales empleados en su construcción.
- La máquina funciona siempre a la máxima velocidad que permite la potencia del motor, cualquiera que sea la carga, lo que permite acortar notablemente la inmovilización de los buques durante la carga y descarga aumentando su rentabilidad.
- Gastos de entretenimiento mínimos, fruto de la acertada selección de los materiales y estudiada lubricación de los órganos móviles.
- Reducido consumo de energía debido al elevado rendimiento de la máquina.
- Nuestros almacenes mantienen siempre en stock las principales piezas de recambio que se suministran inmediatamente a petición del cliente. Debido a su rigurosa intercambiabilidad pueden montarse rápidamente en la máquina con los medios de a bordo, garantizando el funcionamiento ininterrumpido de nuestros chigres.
- Los chigres eléctricos ELCANO-B.D.T. de funcionamiento automático satisfacen las normas de las sociedades de clasificación más importantes y pueden suministrarse con los certificados de aprobación correspondientes.



Las conclusiones de este estudio precisan que el mantenimiento de una humedad relativa del 30 al 35 % en el interior de los tanques suprime radicalmente las corrosiones debidas a la sal marina. Con un 50 % de humedad relativa estas corrosiones son muy débiles y ocho veces menos rápidas que con el 80 % de humedad relativa.

Corrosión de los tanques.

Aparte de los efectos químicos de las impurezas contenidas en los petróleos crudos, la causa principal de las corrosiones es debida a los depósitos de sal marina sobre las superficies metálicas después del lavado de dichas superficies con agua de mar y a la presencia del aire que motiva las condensaciones.

Se podría creer que este problema pudiese ser resuelto en el 70 u 80 % de los casos por una sencilla ventilación de los tanques por el aire tomado del exterior cuando el tiempo sea relativamente seco y el resto del tiempo por una calefacción previa del aire de la ventilación, con objeto de reducir la humedad relativa. En realidad, esto no es posible por las tres razones siguientes:

a) Los tanques de los petroleros están casi siempre a una temperatura sensiblemente inferior a la del aire ambiente, con la posible excepción de la cubierta que recibe los efectos del sol. Ahora bien, el aire marino es siempre muy húmedo y la diferencia entre su temperatura y su punto de rocío es relativamente débil, de manera que la ventilación simple de los tanques con aire exterior conducirá casi invariablemente a condensaciones de la humedad al contacto de las paredes frías de los tanques. Por otra parte, la experiencia lo confirma.

b) La calefacción del aire de la ventilación para bajar la humedad relativa es ilusoria, pues no cambia su punto de rocío, de manera que con este artificio el utilizador se encuentra en el caso precedente.

c) La ventilación continua del espacio comprendido entre el nivel de la carga y la parte superior de los tanques supondrá pérdidas muy sensibles de la carga por evaporación.

En realidad, el secado de los tanques—problema esencial—no puede resolverse más que por el mantenimiento de una atmósfera deshidratada por encima de la carga. Se podrá preguntar en qué medida tal instalación podrá ser rentable. A esta objección, Mr. J. Lamb responde demostrando que de todos los sistemas de protección conocidos: pinturas, barnices, revestimientos, inhibición, cátodos, es todavía la deshidratación del aire la que cuesta menos.

Descripción del sistema de deshidratación.

Una unidad "standard", prevista para tratar un volumen importante de aire del exterior, exigirá la deshidratación prácticamente total con "hielo de sílice", por ejemplo, automáticamente y con regeneración periódica. Este conjunto y su ventilador de "aire tratado" se dispone fácilmente a popa sobre cubierta y próximo a la cámara de máquinas.

La distribución de aire seco se hace desde un ventilador por un sistema de tuberías que comprende:

a) Un colector central.
b) Derivaciones a cada tanque.
c) Válvulas de mano de retención.
d) Tuberías bajantes que descienden a dos metros, aproximadamente, del fondo de los tanques, provistas igualmente de aberturas de soplado en la parte superior bajo la cubierta.

Además del sistema automático de regeneración del "hielo de sílice", de la inversión de los circuitos de aire tratado y aire de regeneración y de los sistemas de mando automáticos o manuales, lleva la instalación un control permanente de la sobrepresión del aire en el interior de los tanques para evitar entradas de aire exterior.

Funcionamiento de la instalación.

La instalación en marcha automática, con los tanques cargados de productos petrolíferos, mantiene en la parte superior de éstos una capa de aire seco a sobrepresión, para evitar, como hemos dicho anteriormente, entrada de aire húmedo exterior y eliminar así las posibilidades de condensaciones de la humedad y corrosión de las partes superiores, así como la polución de los productos transportados.

Si en cualquier momento la presión sobrepasa sensiblemente el límite fijado por el control automático, las válvulas de seguridad dejan escapar el exceso de aire y permiten la dilatación libre de la carga. Si la presión disminuye, la unidad de deshidratación se pone automáticamente en marcha.

La "respiración" de la carga permite así una renovación diaria de la capa de aire seco. Al mismo tiempo, el sistema evita pérdidas sensibles de carga por evaporación, como se originarían si la ventilación fuese continua.

En el momento de la descarga, la unidad de deshidratación va suministrando adecuadamente el aire seco necesario para el llenado de los tanques. Ello asegura en seguida la evacuación de gases por la ventilación forzada de aire seco a presión.

Transporte de productos refinados.

Un gran petrolero necesita una reparación total de los mamparos después de un centenar de "cargas". La vida normal de los tanques depende, pues, de los viajes efectuados. Es de siete a ocho años en el tráfico costero y de doce a trece en los servicios trasatlánticos.

El primer petrolero equipado con una instalación de deshidratación, el T-2 Petersburg", fué puesto en servicio por la Keystone Shipping Co.", Filadelfia. De una manera general, la compañía estimaba que después de siete a ocho años de servicio, la reducción del espesor de las planchas de cubierta, forro y mamparos llegaba de un 32 a un 56 %. Los gastos anuales correspondientes eran así estimados: 5.000 a 10.000 dólares de horas extraordinarias destinadas a picar el óxido de los tanques; 50.000 dólares de amortización en previsión de las reparaciones previstas al cabo de ocho a once años de servicio; 20.000 a 30.000 dólares por inmovilizaciones del buque en los astilleros(por lo menos diez días por año) para picar el óxido y efectuar las reparaciones parciales. Es decir, un total de 85.000 dólares por año durante ocho a once años para mantener solamente el petrolero en servicio, sin evitar la corrosión.

Las instalaciones de deshidratación suponen una economía de un 80 %, reduciendo considerablemente las corrosiones y el tiempo de desgasificación, limpieza y secado de tanques.

Transporte de petróleo crudo.

Dos petroleros equipados con un sistema de deshidratación acaban de ser puestos en servicio para el transporte de crudos del Golfo Pérsico: el "Penderecht", de 18.500 toneladas y 24 tanques, de la "Phs Van Ommeren & Co.", Holanda (agosto 1953), y el "Tank Queen, de 24.100 toneladas, 24 tanques, de la "A/S Sigurd Herlofson & Co.", Noruega (octubre 1953). Los viajes de ida se hacen con lastrado de agua de mar.

Una disminución notable de las corrosiones se ha observado, aunque la protección por el sistema de deshidratación de aire todavía no ha recibido sanción de la experiencia, en lo que concierne al transporte de petróleo crudo.

Hay que tener en cuenta el fenómeno de la corrosión que tiene lugar en el fondo de los tanques cargados. El petróleo crudo contiene en suspensión agua y azufre. Por diferencia de densidad, el agua tiene tendencia a acumularse en el fondo con diversos residuos más o menos consistentes. La formación subsiguiente de ácidos diluídos origina picaduras importantes en los tanques. Este decapado parcial de las superficies protegidas originalmente por diversos revestimientos, los hace aún más sensibles a la acción de la sal marina que se deposita en el lavado y secado. Y es precisamente en este estado cuando la eficacia del sistema de deshidratación del aire no es dudosa.

DISPOSICION TIPICA DE UN NUEVO ASTILLERO INGLES PROYECTADO PARA LA PREFABRICACION

Se trata del astillero de la "Brooke Marine, Ltd.", situado en Lowestoft, cuya construcción empezó en enero de 1954 y que ha sido terminado el verano pasado.

Este astillero ha sido proyectado para la construcción de buques de una eslora total de 85 metros (280'), con un margen hasta 91 m. (300') en casos excepcionales. La capacidad de producción prevista, a la que han ajustado las instalaciones del astillero, es de 12 a 18 buques de acero al año, de 280' a 300' de eslora total.

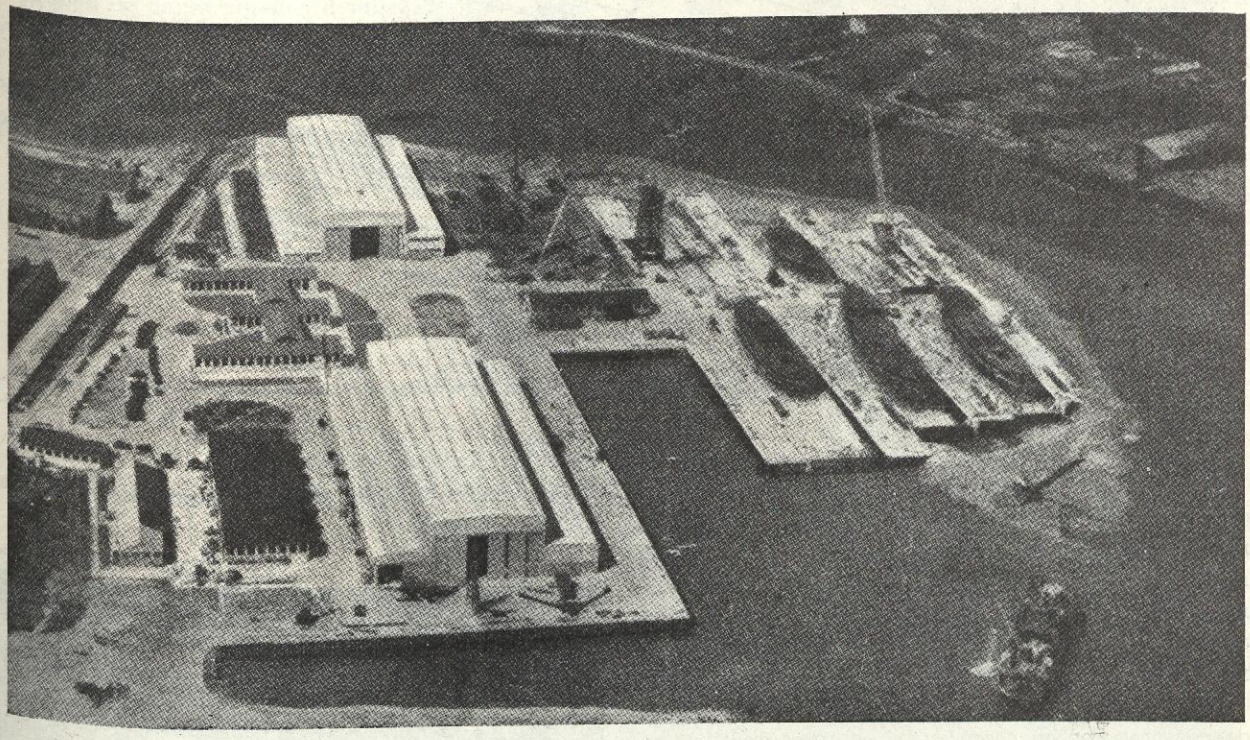
Como puede observarse en el plano anexo, la disposición del astillero es, aproximadamente, simétrica, con un eje norte-sur que pasa por un promontorio situado en la costa. Como idea base de su disposición se fijó que la construcción de los buques se efectuaría con elementos prefabricados de 10 toneladas. La capacidad máxima de grúas es para dicha cifra en todo el astillero, con un factor de seguridad para la sobrecarga. Unicamente se ha previsto para la instalación de maquinaria a bordo una grúa fija de 60 toneladas en uno de los muelles de armamento destinado a ese objeto.

Las edificaciones principales son el taller de prefabricación de casco y el taller de maquinaria. Cada una de estas construcciones tiene 360 pies de largo por 150 de ancho, y tienen una nave central de 75 pies de ancho y dos naves laterales de 37,5 pies. La altura de la nave central desde el piso a las vigas soportes de la cubierta, es de 41,5 pies, y la de las naves laterales, de 20 pies. El taller de prefabricación está equipado para la elaboración de planchas y secciones en elementos estructurales de un máximo de 10 toneladas. Con este objeto, un puente grúa de 10 toneladas corre a todo lo largo del mismo y otro puente grúa de 3 toneladas cubre toda la longitud de la nave lateral norte. En la nave lateral sur del citado taller, un puente grúa de 3 toneladas corre sobre la superficie en que están instalados los hornos y la mesa panel de volteo.

En la nave central están dispuestas las máquinas de soldadura al arco automáticas, servidas, como ya hemos dicho, por el puente grúa de 10 toneladas.

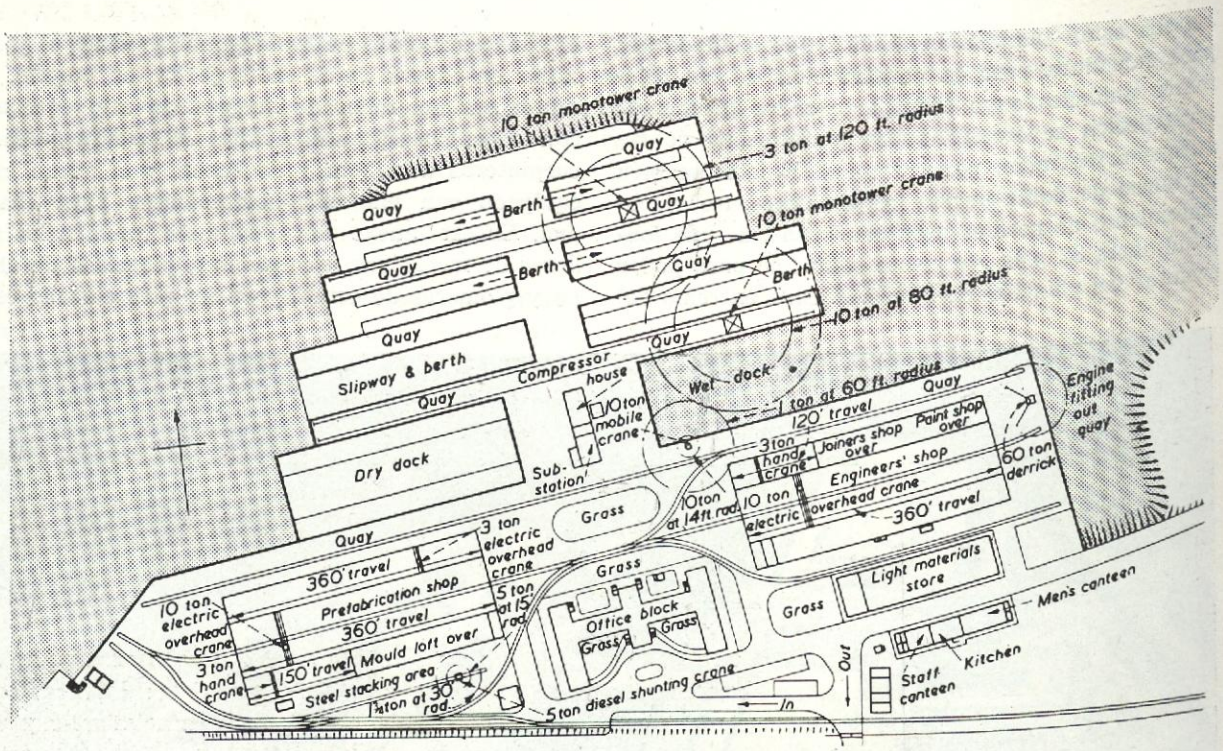
En ella están también instaladas "posicionadoras" para soldadura para la construcción de las diferentes unidades cuyo transporte a las gradas de construcción se efectúa sobre plataformas de remolque arrastradas por tractores. Existe también un horno de doble puerta, a petróleo, para el calentamiento de perfiles para cuadernas, de una longitud hasta 32 pies, dispuesto asimismo para poder calentar las planchas de figura. A cada extremo del citado horno están instaladas mesas de volteo para el curvado de cuadernas, del tamaño requerido para el mayor buque que el astillero podrá construir. Anexa a dicho horno está montada una prensa de 250 toneladas para el aboquillado de cuadernas, punzonado de "registros de hombre" y trabajos similares. Un anexo en la parte norte del taller está acondicionado para la preparación y marcado de planchas con un apartado para punzonado, laminado y máquinas para curvar y plegar planchas. En este apartado están dispuestas también las barrenadoras radiales montadas sobre carriles. Un anexo en la zona sur está equipado para el marcado, corte, soldadora y punzonado de ángulos y perfiles. La capacidad del taller de prefabricación está prevista a base de una producción de 300 toneladas de planchas y perfiles al mes.

En la nave principal del taller de maquinaria, serán instaladas máquinas-herramientas para el maquinado de elementos tales como ejes de cola, y en este taller está prevista la superficie necesaria para el almacenamiento de la maquinaria principal y auxiliar en espera de su montaje en los buques. El anexo sur del taller de maquinaria está equipado con maquinaria para el trabajo de madera para los carpinteros de ribera y de banco, y el anexo está equipado con máquinas-herramientas para chapa fina. En este anexo van dispuestos también los talleres de mecánicos, electricistas, plomeros de chapa y plomeros de cobre, y en un piso elevado está dispuesto el taller de terminación de ebanistas y el taller de pintura.



Vista del astillero antes de su terminación.

El flujo de material puede observarse en el plano adjunto. El acero descargado desde camiones es depositado en el parque de aceros, que dispone de una grúa Diesel de 5 toneladas. Desde allí corre al taller de prefabricación, y desde éste a las gradas de construcción. Los suministros de maquinaria van al taller de maquinaria y desde allí o a la grada o al muelle de armamento. Próximo al taller de maquinaria puede verse en el plano un almacén para equipo ligero. Todos los vagones de raíl pueden pasar directamente a ambos talleres hasta quedar bajo los puentes grúas de 10 toneladas citados. Con objeto de conseguir la máxima flexibilidad, no se han prolongado los raíles a las gradas de construcción; en su lugar, los elementos prefabricados y la maquinaria procedentes del taller correspondiente se traslada en remolques sobre neumáticos, de 10 a 20 toneladas, arrastrados por tractores.

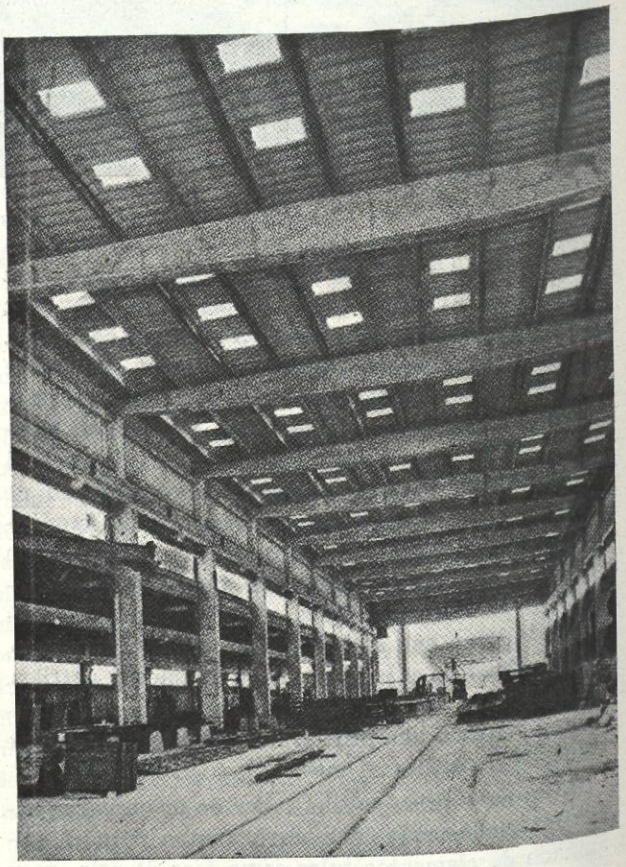


Plano del astillero.

Las gradas están dispuestas de tal manera, que queden servidas con el mínimo de grúas desde dos muelles plataformas sobre las que corren dos grúas mono-torres de 10 toneladas. En los muelles intermedios horizontales pueden circular grúas móviles de 20 toneladas para suplementar la capacidad de maniobra donde haga falta.

Una subestación de 1.000 KVA. y la estación de compresores que contiene 4 compresores de una capacidad de 320 pies cúbicos por minuto cada una, está situada, como puede verse, entre las gradas y los talleres. Tomas eléctricas para soldadura y tuberías de aire para remachado, corren por canales a lo largo de cada "punto" de trabajo del astillero.

En su disposición están previstas asimismo las facilidades necesarias para efectuar la reparación de buques. Con este objeto las gradas pueden utilizarse también como varaderos e incluso su empleo como dique seco para buques pequeños. Pueden hacerse nuevas construcciones si fuese necesario en el dique seco, que también tiene en construcción el astillero. Todas las edificaciones de los talleres principales se han construído a base de hormigón pretensado, teniendo en cuenta las consideraciones de su resistencia a los efectos atmosféricos y a su coste. Las columnas principales que forman la etructura de la nave central pesan 16 toneladas, estando dispuestas para recibir las vigas soportes—igualmente pretensadas—de los raíles para cada puente grúa. Las vigas de la cubierta, también de hormigón, tienen una altura de 4 pies en el centro y 1 pie 9 pulgadas en los extremos, con un ancho constante de 20 pulgadas y un peso cada una de 15 toneladas.



Nave central igual en los talleres de prefabricación y maquinaria.

MAQUINAS Y TURBINAS

INSTALACION DE UN NUEVO EQUIPO PROPULSOR DE TURBINAS DE GAS EN EL PETROLERO "AURIS"

(De "The Marine Engineer & Naval Archiket, sep. 1955.)

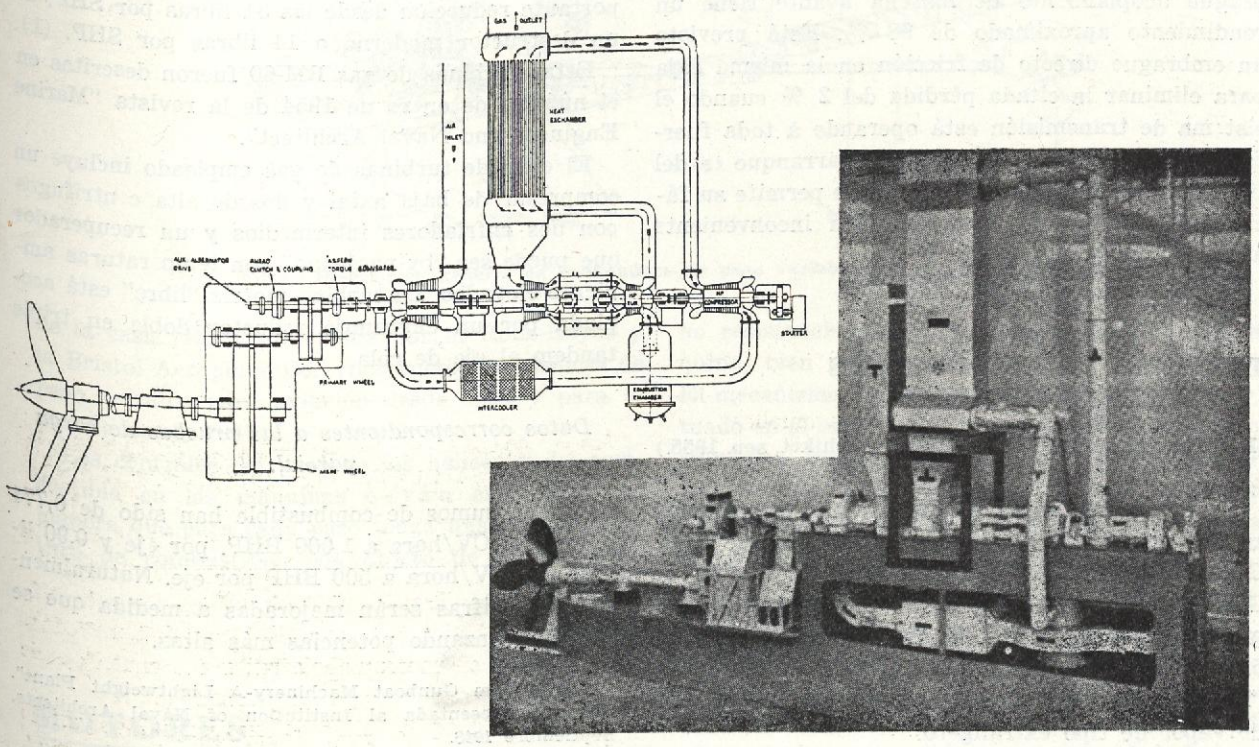
Acaban de darse algunos detalles del nuevo equipo propulsor de 5.500 HP. de turbinas de gas que va a instalarse en el petrolero "Auris". Como saben nuestros lectores, en 1951 el "Auris" fué el primer buque mercante propulsado parcialmente por una turbina de gas de 1.200 HP., construída por la "British Thomson-Houston", la cual fué instalada en lugar de uno de los cuatro grupos Diesel alternadores que alimentaban el motor propulsor, ya que este buque era de propulsión Diesel-eléctrica. Desde entonces ha alcanzado la citada turbina las quince mil horas de trabajo sin averías, habiendo inspirado tal confianza, que se ha decidido la sustitución del grupo turbina de gas-alternador y de los tres Diesel-alternadores restantes, por un equipo "single" de turbina de gas de 5.500 HP. como único equipo propulsor. Este equipo también podrá generar la potencia eléctrica necesaria en puerto para las faenas de la descarga de petróleo.

Un modelo del nuevo equipo propulsor, del que reproducimos fotografía y su esquema, ha sido exhibido en la última Exposición inglesa "Olympia".

Su construcción se ha efectuado por "Cammell Laird & Co.", y en ella se han incluído una serie de patentes de Pametrada.

El nuevo equipo de tipo de ciclo abierto lleva, como puede observarse, enfriador intermedio y recuperador de calor. Está proyectado para una temperatura ambiente de 75° F., con una temperatura máxima en el ciclo de 1.200° F. El compresor de baja presión de 12 fases suministra el aire a través del enfriador intermedio al compresor de alta presión de 16 fases, que después de atravesar el recuperador entra en la cámara de combustión. El suministro de calor es de 9.100 BTU por CV/hora.

Los productos de la combustión se expansionan, primero, en la turbina de alta de cinco fases y 5.800 revoluciones, que acciona el compresor de alta solamente y luego van a la turbina de baja de ocho fases a 3.840 revoluciones, la cual, además de accionar el compresor de baja, da la potencia propulsora. De la turbina de baja los productos de la combustión van, después de atravesar el recuperador de calor, a una caldera capaz de suministrar 5.000 libras/hora a 3,5 kg/cm², exhaustando a continuación a la atmósfera. La potencia se transmite por un engranaje reductor doble construído por "Cammell Laird, Ltd.", en unión de un sistema de maniobra hidráulico, proyecto de Pametrada. Un acoplamiento flexible del tipo de dientes pequeños conecta la turbina de baja con un eje hueco, al que van enchavetadas las ruedas motrices del acoplamiento hidráulico de marcha avante y del mecanismo de marcha atrás, dispuestos ambos en los ex-



tremos de popa y proa, respectivamente, del primer grupo de piñones reductores. El embrague de marcha avante está formado por dos ruedas y el de marcha atrás tiene, además, una "cascada" de ruedas fijas entre las dos ruedas. Las ruedas "conducidas" están conectadas al eje del primer grupo de piñones reductores. La maniobra se efectúa llenando con aceite uno u otro de los dos embragues. Una válvula de aceite de pistón sencillo controla toda la maniobra, suministrando aceite al embrague correspondiente. Esta válvula está enclavada con el suministro de combustible de la cámara de combustión para evitar errores de maniobra. El embrague acoplamiento de marcha avante tiene un rendimiento aproximado de 98 %. Está previsto un embrague directo de fricción en la misma caja para eliminar la citada pérdida del 2 % cuando el sistema de transmisión está operando a toda fuerza en marcha avante. El grupo de arranque es del tipo enchufable y desengranable, que permite su fácil mantenimiento y reemplazo sin inconveniente alguno.

TURBINAS MARINAS DE GAS ROLLS-ROYCE RM-60

(De "The Marine Engineer & Naval Archiket, sep. 1955.)

Recientemente se ha efectuado una demostración en la mar, en la Lancha rápida experimental "Grey Goose", de las fuerzas costeras de la Marina de Guerra inglesa, en la cual se han instalado dos grupos Rolls-Royce RM-60, de turbinas de gas de 5.400 BHP. Esta lancha, anteriormente denominada "Hornet", llevaba un equipo propulsor de turbinas de vapor de tipo extraligero.

El anterior equipo propulsor estaba compuesto por dos juegos de turbinas engranadas de 4.000 HP. "Metropolitan-Vickers", alimentadas por una caldera de tubos de agua de alto rendimiento. Las turbinas RM-60 que se están instalando actualmente, se espera suministren una potencia unitaria de 5.400 HP., aunque el extenso programa de pruebas que se está desarrollando todavía no ha llegado a la potencia máxima. El 35 % de aumento de potencia previsto, combinado con una reducción de un 50 % en el peso de la maquinaria, supone un notable avance, teniendo en cuenta que el anterior equipo propulsor a vapor había ya alcanzado la importante reducción desde las 31 libras por SHP. de un destructor moderno a 14 libras por SHP. (1).

Estas turbinas de gas RM-60 fueron descritas en el número de enero de 1954 de la revista "Marine Engineer and Naval Architect".

El ciclo de turbinas de gas empleado incluye un compresar de baja axial y dos de alta centrífugos con dos enfriadores intermedios y un recuperador que puede ser "by-passeado" con temperaturas ambiente elevadas. La turbina motriz "libre" está acoplada por un engranaje reductor doble en triple tandem al eje de cola.

Datos correspondientes a las pruebas de carga parcial.

Los consumos de combustible han sido de 0,774 libras por CV/hora a 1.000 BHP. por eje y 0,90 libras por CV/hora a 500 BHP por eje. Naturalmente, estas cifras serán mejoradas a medida que se vayan alcanzando potencias más altas.

(1) "Steam Gunboat Machinery-A Lightweight Plant". Memoria presentada al Institution of Naval Architects. Septiembre 1948.

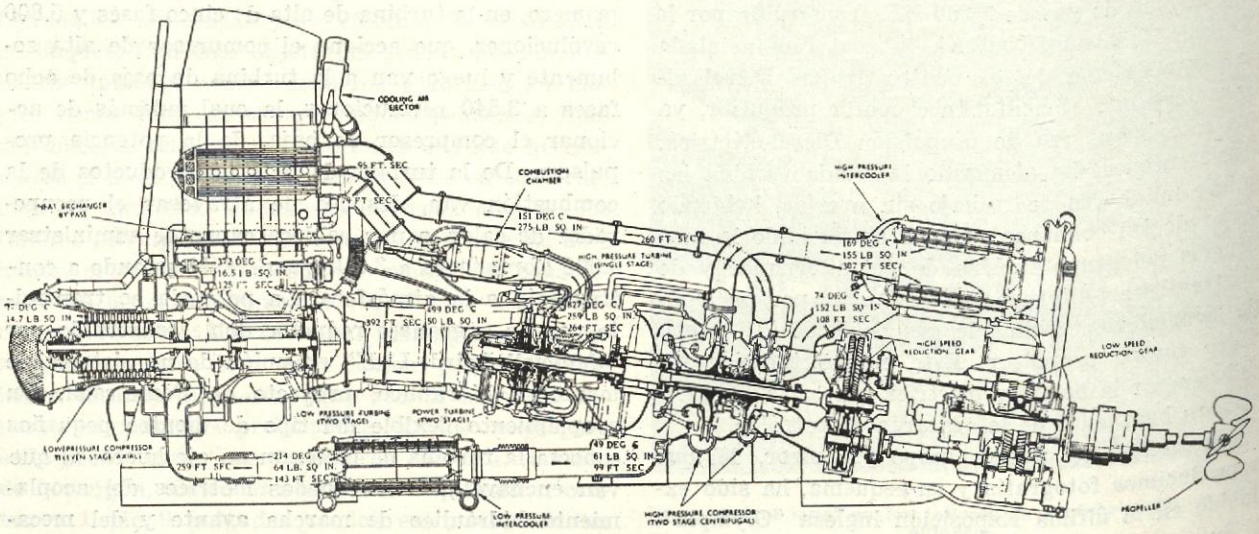


Fig. 1.—Sección longitudinal, en la que pueden observarse las diferentes presiones y temperaturas del ciclo.

Controles.

Cada turbina RM-60 está controlada desde un cuadro "Block Tube" que tiene las palancas para el suministro de combustible, cierre de éste y control del calor. Las turbinas RM-60 no son reversibles, habiéndose dispuesto el cambio de marcha mediante hélices de paso regulable. Estas tienen un diámetro de 58″ y un diámetro de núcleo de 14 ½″, de la casa "Rotol" (formada por la Rolls-Royce y la Bristol Aeroplane Co., constructora de hélices de paso variable para aviación desde 1937 y para la marina desde 1941).

Los controles del paso de las hélices y del combustible en las máquinas están enclavados de manera que para cada paso tenga una propia abertura de combustible, con objeto de evitar pares excesivos. Este enclavamiento es tal que no puede efectuarse un cambio de paso de las hélices hasta alcanzar una potencia aproximada de 600 SHP. para maniobra. Cuando se invierte el paso de la hélice, el sistema de control está previsto de tal manera que puede darse una potencia mayor de 600 SHP. para asegurar un empuje eficaz en marcha atrás. Disponiendo las palas en la posición "fidder" (de no resistencia al avance), puede pararse una máquina, bien deliberadamente o en caso de avería. El mecanismo de cambio de paso es hidráulico y situado en el interior del buque, suministrando la presión una bomba accionada por la máquina. Dos bombas tiene cada grupo de baja para mantener el paso al ángulo previsto y otro de alta para el cambio de paso.

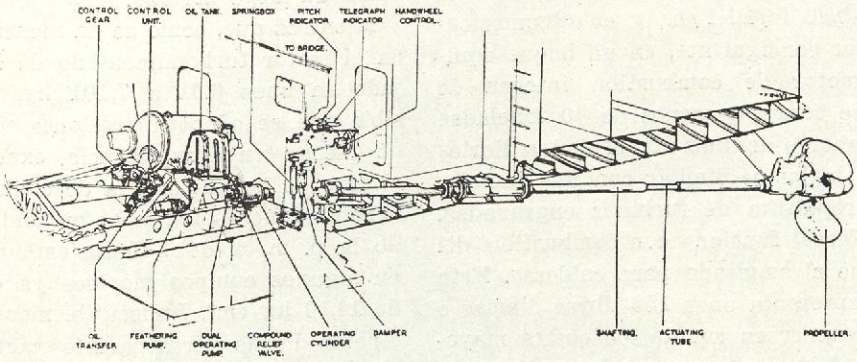


Fig.2.—Disposición general de cada hélice de paso variable con sus mecanismos.

MOTORES

MOTORES DIESEL DE 10.000 A 17.000 BHP.

(Del "Motor Ship.", abril 1955.)

En la actualidad hay en servicio media docena de buques con un solo motor de una potencia de 10.000 BHP., o aún mayor. De estos tipos se han encargado más de cincuenta. Más de la mitad de estos buques son de carga seca, y los restantes petroleros.

La maquinaria, de gran potencia, para una sola hélice, está jugando un papel más importante en la propulsión marina que en el pasado; en primer lugar, por el mayor tamaño de los buques, y en cierto grado debido a la velocidad de los petroleros modernos; en segundo lugar, en lo que se refiere a los buques de carga seca, más bien por la necesidad de aumentar su velocidad que por cualquier perfeccionamiento sustancial en la capacidad de carga.

Hasta hace relativamente poco tiempo se consideraba que cuando se trataba de una sola máquina propulsora de más de 10.000 BHP., debería emplearse la turbina de vapor por la mucha experiencia que se tiene de ella, a pesar de su inconveniente del mayor consumo de combustible.

La situación, como las cifras indican, ha cambiado ahora, y los armadores que han contratado maquinaria Diesel de gran potencia, de una sola hélice, son los que tienen más experiencia en la explotación de los buques a motor; la mayoría tienen flotas de más de veinte de estos barcos, y dos poseen sesenta buques de línea, de carga, con motores de combustión interna o petroleros.

Una gran parte de los constructores más renombrados de motores marinos de combustión interna, están ofreciendo maquinaria de una sola hélice hasta 15.000 BHP., y otros de 17.500 BHP. Este aumen-

to progresivo en la potencia no ha supuesto cambios radicales en el proyecto, sino que sigue el desarrollo normal de los motores existentes por turboalimentación. Comprendiéndolo así, muchos armadores llegaron a la conclusión de que una vez que se ha solucionado el problema de sobrealimentar los motores de dos tiempos, es de esperar que se obtendrá un beneficio en la economía de combustible en el motor de combustión interna. Con el motor moderno turboalimentado, el consumo ha sido ha sido de 0,34-0,36 lb/BHP/h., y en algunos casos más bajo. Por consiguiente, en un buque equipado con un motor de combustión interna de 10.000 BHP., que consume menos de 40 toneladas diarias, hay un ahorro de unas 25 toneladas diarias en relación con un buque similar con una instalación moderna propulsora de turbinas engranadas. La maquinaria Diesel funciona con combustible del mismo precio que el empleado para calderas. Esta economía, que representa unas 150 libras diarias o más (después de tener en cuenta los costes mayores de entretenimiento en comparación con las turbinas y el reemplazo más frecuente de camisas que en un motor sin sobrealimentar), evidentemente tendrá una mayor influencia en la explotación productiva del barco.

Hoy día, las características aceptables de los motores turboalimentados de dos tiempos están bien definidas. La mayoría de los constructores adoptan una presión media efectiva, que permitirá que la potencia del motor sin sobrealimentar se aumente en un 30 ó 35 por 100—hay ahora una o dos excepciones en las que se ha empleado una cifra algo más baja—, y esto significa que la cifra media es de 6,8 a 7,1 kg/cm². El límite de los diámetros de los cilindros está dentro del margen de 740 a 780 milímetros y una velocidad de unas 115 r. p. m. es casi universal y da una velocidad de pistón de 1.050-1.125 pies por minuto. El rendimiento mecánico del motor es de 88 % a 91 %—un 4 a 5 % más alto que la del motor sin sobrealimentar—, y el peso es de 75 a 85 lb/BHP. en el tipo soldado, y de 105 a 110 lb/BHP. con estructura de hierro fundido. Estos pesos representan un ahorro del 25 al 30 %, y con el beneficio correspondiente en tamaño. Con el motor turboalimentado, teniendo en cuenta las menores necesidades de aprovisionamiento, el peso total de la maquinaria y los aprovisionamientos para un viaje en la mar de tipo medio, no es mayor que el de una instalación moderna de de turbinas de vapor engranadas. Todos los motores se han proyectado para funcionar con petróleo de caldera, y se ha prestado la mayor atención a los resultados conseguidos en la maquinaria sin sobrealimentar, funcionando con aceite pesado durante un largo período.

Mientras que, como se ha mencionado, la p. m. e. en el motor turboalimentado de hoy día se ha fijado en unos 6,81 a 7,101 kg/cm²., es muy posible que se adopten presiones más altas después de que se tenga experiencia, exactamente como en el caso de la maquinaria de cuatro tiempos, donde la sobrealimentación se ha aumentado, incrementando la p. m. e. de 7,75 kg/cm². a 10,5 kg/cm²., y en algunos equipos marinos ya en la mar a más de 14,10 kg/cm². Indiscutiblemente, no deben anticiparse dichas cifras para los motores de dos tiempos, pero es posible un aumento del 50 % sobre las ps. m. e. no sobrealimentadas.

Para resumir: existen motores Diesel de diversos tipos disponibles, hasta de 15.000 BHP., y en algunos casos hasta 17.500 BHP. Con respecto al coste, tamaño y peso (incluyendo el aprovisionamiento) pueden compararse favorablemente con la maquinaria de turbinas engranadas que tiene un consumo de, por lo menos, 50 % más alto. Aparte del empleo de la turboalimentación, ahora completamente experimentada, estos motores no son más que un desarrollo normal de los tipos sin sobrealimentar que han estado prestando servicio satisfactoriamente en la mar durante largos períodos, y, por tanto, no presentan nuevos problemas para el armador.

Esta maquinaria de gran potencia la están adoptando ahora los armadores con la máxima experiencia de explotación de los buques a motor, y la economía en combustible (representa de 150 a 200 libras diarias) durante una vida del buque de veinte-veinticinco años es tan grande, que puede ahora anticiparse una mayor utilización de motores Diesel de una sola hélice en buques de carga grandes y petroleros.

CONSTRUCCIÓN Y REPARACIÓN DE BUQUES · VARADERO
ESCOTILLAS METÁLICAS ELCANO-MAC GREGOR · PESCANTES ELCANO-WELIN · PALOS BIPODES
ASTILLEROS DE SEVILLA
EMPRESA NACIONAL ELCANO

Información General

EXTRANJERO

LOS FRUTEROS RAPIDOS FRANCESES "HEBE" Y "BOREE"

En nuestro número de junio último, página 426, dábamos una pequeña reseña de estos fruteros, que erróneamente informamos habían construído los "Chantiers de la Loire", como indicaba nuestra fuente de información. Rectificamos dicho dato, ya que estos buques han sido construídos por los "Ateliers et Chantiers de Bretagne", de Nantes.

A continuación ampliamos dicha reseña sobre estos barcos, que han sido concebidos para:

— Efectuar un transporte rápido de frutas, o
— Transportar carga general a velocidades reducidas y económicas.

Para estas dos misiones se ha estudiado la disposición particular de sus bodegas y su equipo propulsor.

Descripción general.

Sus características principales son las siguientes:

Eslora total	90,50 m.
Eslora entre perpendiculares	84,50 m.
Manga fuera de miembros	13,30 m.
Puntal zona de proa	7,20 m.
Puntal zona de popa	8,00 m.
Calado máximo	6,20 m.
Peso muerto máximo	2.650 t.
Volumen en granos	3.530 m³
Capacidad de los tanques para vino.	2.976 Hl.
Combustible embarcado	132 t.
Radio de acción a 2.400 CVE.	2.600 millas.
Velocidad a la potencia máxima normal y con un peso muerto de 1.065 toneladas (frutas tempranas)	17 nudos.

Los buques tienen una roda de bulbo y popa de crucero, como puede observarse en la sección longitudinal anexa.

Disponen de tres bodegas servida cada una de ellas por:

2 plumas de 5 tons. para las bodegas 1 y 3.
2 plumas de 10 tons. para la bodega 2.

Los seis chigres de carga tienen una tracción de izado de cinco toneladas.

El transporte de vino se efectúa en los tres tanques siguientes:

— Uno situado a proa de la bodega número 1, de 946 hectolitros, que puede servir también de tanque alto de lastre.
— Otro situado a popa de la bodega número 3, de 1.170 hectolitros.
— Finalmente, el pique de popa va dispuesto para transportar eventualmente 860 hectolitros de vino.

A proa de la cámara de motores existen dos entrepuentes frigoríficos y los alojamientos van dispuestos en la caseta situada sobre la cámara de motores y en la caseta situada a popa del buque.

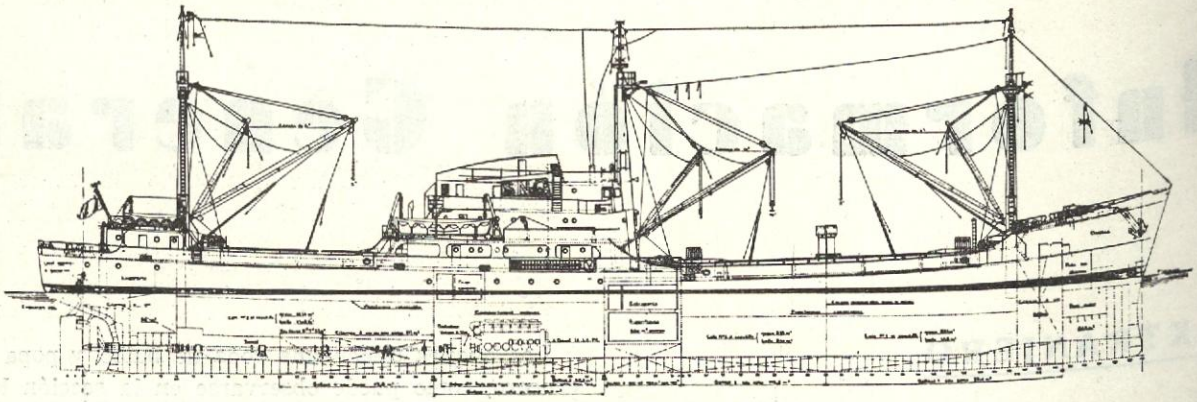
Aparato motor.

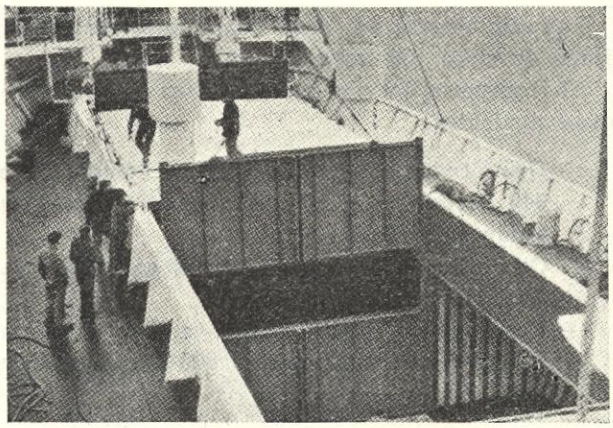
Está constituído por dos motores Diesel simétricos "S. E. M. T. Pielstick", I6 - L6 - PC, sobrealimentados por turbo soplantes de gases de escape. Estos motores, de seis cilindros, tienen las siguientes características:

Diámetro	400 mm.
Carrera	460 mm.
Potencia total	3.000 CVE. a 425 r. p. m.

Esta potencia es transmitida a la hélice mediante un engranaje reductor con acoplamiento hidráulico "Vulcan", que reduce la velocidad de rotación de la hélice a 200 r. p. m.

Dicha disposición, como ya sabemos, facilita la maniobra en las entradas de puerto, ya que, dejando un motor avante y el otro atrás, se puede efectuar aquélla maniobrando únicamente los embragues correspondientes. Igualmente, si se desea reducir la velocidad del buque, se puede llevar un solo motor en marcha.





Colocación del mamparo portátil entre las bodegas 1 y 2.

Aparatos auxiliares.

La instalación eléctrica está alimentada en corriente continua de 220 voltios, por tres grupos electrógenos, dos de 130 kW. y uno de 80, que pueden acoplarse en paralelo.

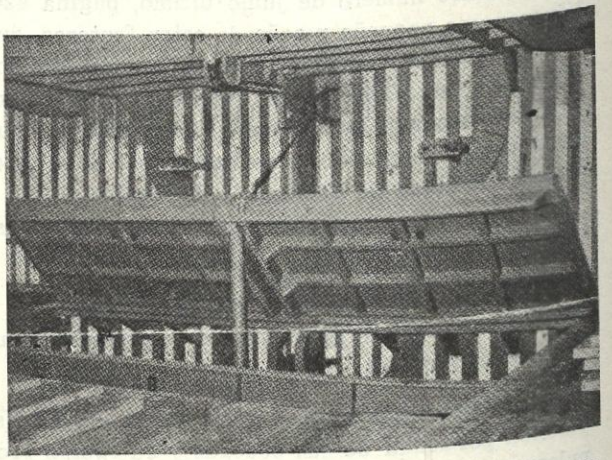
La instalación frigorífica, equipada con compresores de freón, permite mantener en los dos entrepuentes frigoríficos, que tienen una capacidad de carga de 260 m³., una temperatura de — 10° en uno de ellos y — 20° en el otro.

El aislamiento de estas cámaras se ha efectuado con paneles de lana de vidrio, recubiertos de bakelita.

Bodegas.

Teniendo en cuenta la diversidad de tipos de mercancía a cargar en estos buques, todas las bodegas están provistas con una instalación de cubierta entrepuente desmontable que puede levantarse hacia los costados para el transporte de carbón o carga general.

Además, las bodegas 1 y 2 tienen una escotilla común de 18 metros de largo. Sin embargo, pueden aislarse dichas bodegas por un mamparo desmontable para el posible embarque de bultos de grandes dimensiones.



Maniobra de uno de los elementos del entrepuente portátil.

La ventilación forzada de las tres bodegas se efectúa por medio de ventiladores helicoidales reversibles.

Alojamientos.

La dotación se compone de 28 hombres:

10 oficiales y agregados.
4 contramaestres.
14 marineros.

Puede, además, transportar el buque ocho pasajeros, alojados en cuatro camarotes con literas superpuestas.

BOTADURA EN FRANCIA DE DOS CARGUEROS PARA RUSIA

En los astilleros de "La Loire" va a efectuarse la botadura de dos cargueros para la U. R. S. S., de las siguientes características:

Eslora total	129,7 m.
Eslora entre perpendiculares	120,50 m.
Manga	16,80 m.
Puntal a la cubierta superior	10,10 m.
Puntal a la cubierta principal	7,30 m.
Calado medio en carga con 5.000 t.	6,85 m.
Peso muerto para dicho calado	6.170 t.
Potencia turbinas propulsoras "Rateau, Ateliers et Chantiers de Bretagne", a 120 r. p. m.	4.500 CV.

Llevará cada uno dos calderas "Babcock" a 32 kg/cm². de vapor recalentado a 400° C.

La velocidad en servicio es de 13 nudos, y en pruebas 14 nudos.

CONSTRUCCION DE UN TRASATLANTICO FRANCES PARA LA LINEA DE NORTEAMERICA

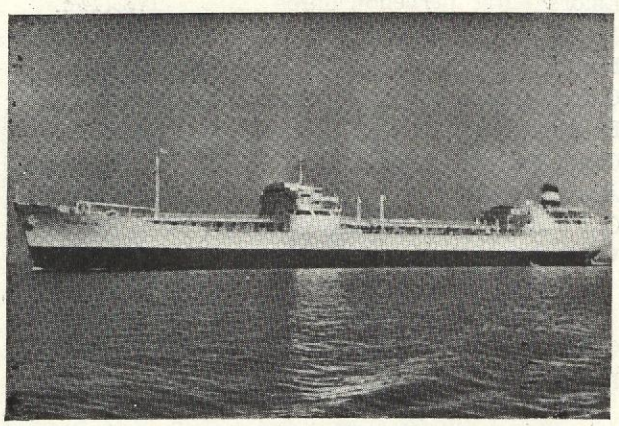
Después de más de un año de discusión, ha sido concretado el tipo de trasatlántico francés para el Atlántico, habiendo dado la orden correspondiente el Gobierno a la Cie. Générale Trasatlantique para su construcción. El buque tendrá 55.000 toneladas, 31,5 nudos y transportará 2.000 pasajeros en cinco días de travesía. El Gobierno financiará la construcción, cuyo coste se calcula en 30 millones de libras, en parte con fondos públicos y en parte con préstamos.

ENTREGA DEL PETROLERO NORUEGO "VESPASIAN"

El día 28 del corriente se efectuó la entrega del petrolero "Vespasian", construído por los astilleros suecos de Kockum, Malmö. Es el sexto buque con propulsión de turbinas que han construído estos astilleros desde 1953, en que se comenzó la construcción de turbinas con patente Laval.

Sus características principales son las siguientes:

Eslora total	169,57 m.
Eslora entre perpendiculares	160,02 m.
Manga	21,95 m.
Puntal	12,19 m.
Calado	9,38 m.
Peso muerto	19.950 t.
Arqueo bruto	12.786 T. R
Capacidad de los tanques de carga.	26.166 m³.
Capacidad de las bombas de carga.	3 × 500 t/h.
Potencia equipo turbo propulsor a 108 r. p. m.	9.200 SHP.
Velocidad de contrato	15,75 nudos.



El buque lleva dos calderas "Foster Wheeler" de 11.625 pies cuadrados de superficie de calefacción cada una, que pueden generar 24,5 toneladas de vapor recalentado por hora a 31 atmósferas y 388° C. El consumo de combustible es, aproximadamente, de 260 gramos por CV/h.

Lleva también el buque dos grupos turbo alternadores de 560 kVA, 440 V., tres fases, 60 ciclos por segundo y un Diesel alternador de 110 kVA, para puerto.

Todos los alojamientos llevan aire acondicionado.

BOTADURA DEL PAQUEBOT TURCO "AKDENIZ"

El paquebot "Akdeniz", de 8.000 toneladas, ha sido botado por los astilleros "Bremer Werft A/G Weser", para la compañía turca del Estado "Denizcilik Bankasi T. A. O.", de Estambul.

El pedido turco comprende otros dos buques del mismo tipo, capaces de transportar cada uno 92 pasajeros de 1.ª clase, 112 de 2.ª y 660 de la clase turista.

BOTADURA DEL PETROLERO "PERSEUS"

El día 20 del actual se efectuó en los astilleros suecos de Kockum, Malmö, la botadura del petro-

lero a turbinas, "Perseus", para la firma "Kulukundis", de Nueva York.

Este buque es el undécimo de la serie de petroleros de 24.000 toneladas, aunque es el segundo que ha sido equipado con maquinaria de turbinas.

Este petrolero, totalmente soldado, tiene las siguientes características:

Eslora total	184,71 m.
Eslora entre perpendiculares	173,74 m.
Manga	23,47 m.
Puntal	13,03 m.
Calado franco bordo de verano	9,86 m.
Peso muerto	24.500 t.
Capacidad de carga	34.133 m³.
Arqueo bruto	16.100 T. R.
Capacidad de las bombas de carga.	3 × 700 t/h.
Velocidad prevista en pruebas	15,5 nudos.

La maquinaria principal estará formada por un equipo de turbinas Kockum/De Laval, que dará una potencia al buque de 8.200 BHP a 108 r. p. m.

Las calderas son "Foster Wheeler".

Los grupos generadores son turbo-alternadores de 560 kVA, 440 V., tres fases, 60 ciclos y un Diesel alternador para puerto, de 125 kVA.

LA PRODUCCION DE LOS ASTILLEROS GOTAVERKEN EN 1954

En el año 1954, Gotaverken ha botado 12 buques, con 206.600 toneladas de registro bruto, y entregó otros 12 buques, con 212.230 toneladas, sobrepasando por primera vez el nivel de las 200.000 toneladas. Seis de los buques botados fueron petroleros de unas 17.500 toneladas de peso muerto cada uno; un petrolero de 21.700, y tres mixtos (de ellos dos de 2.700 toneladas y el tercero de 12.200); los restantes son buques de carga de 10.430 y 7.050 toneladas. También ha construído el astillero en dicho año 132.000 caballos en motores de propulsión y 17.500 caballos en motores auxiliares.

LIMPIEZA DE FONDOS EN LOS BUQUES MEDIANTE VIBRACIONES ULTRASONICAS

El "Brescia", de la Compañía Cunard, ha utilizado por primera vez un aparato que mediante vibraciones ultrasónicas impide la adherencia al casco de organismos marinos y de incrustaciones, con la consiguiente merma de velocidad y su deterioro. Tanto dicha unidad como los buques "Swedic" y "Warwick Castle", posteriormente equipados con dicho ingenio, han rendido su último viaje con los fondos completamente limpios.

IMPORTANTES PEDIDOS PARA LOS ASTILLEROS FRANCESES

En el mes de agosto último, han recibido los astilleros franceses pedidos de los siguientes buques: siete petroleros, dos cargueros para mineral, once cargueros y un pesquero, que hacen un total de 21 buques, con un tonelaje de 306.000 toneladas de peso muerto. De ellos son para el extranjero un petrolero de 20.000 toneladas y un carguero de 13.000 toneladas, siendo el resto para armadores franceses.

Indicamos a continuación una información sobre algunos de los citados buques:

Dos petroleros de 31.500 toneladas de peso muerto.

Las características de los dos petroleros encargados por la Shell francesa a "Penhoët" son iguales a las de los cuatro petroleros ya construídos o en armamento que se están efectuando en estos astilleros, siendo sus dimensiones principales las siguientes:

Eslora total	201,17 m.
Eslora entre perpendiculares	192,33 m.
Manga	26,44 m.
Calado en carga	10,33 m.
Arqueo bruto	21.800 T. R.
Potencia propulsora a 105 r. p. m.	13.750 CV.
Velocidad en servicio	16,7 nudos.

El equipo propulsor está constituído por turbinas "C. E. M.-Parsons" y dos calderas P.-41 Penhoët.

Un carguero de 13.000 toneladas de peso muerto.

El carguero pedido para un armador noruego que construirá "Forges et Chantiers de la Méditerranée", tiene las siguientes dimensiones:

Eslora entre perpendiculares	140 m.
Manga	18 m.
Puntal	12 m.
Potencia propulsora	5.600 CV.

El equipo propulsor estará constituído por un motor Diesel Sulzer 8 SD 72.

Cuatro cargueros de 9.600 toneladas de peso muerto.

Los cuatro cargueros pedidos por la "Cie. Gral. Transatlantique" a los astilleros de "Provence", tendrán las siguientes características:

Eslora	140,00 m.
Manga	18,80 m.
Puntal	11,90 m.
Volumen total de bodegas y entrepuentes	16.000 m³.
Volumen de entrepuentes frigoríficos	2.500 m³.
Potencia propulsora a 120 r. p. m.	9.000 CV.
Velocidad en servicio con el 80 % de la potencia disponible	16 nudos.

El equipo propulsor estará constituído por un motor "Dosford-Provence", de seis cilindros, con un diámetro de 650 mm. y carrera de 1.340 mm., que quemará "fuel".

Dos cargueros de 8.000 toneladas de peso muerto.

Los dos cargueros pedidos por "Chargeurs Réunis" a "Forges et Chantiers de la Méditerranée", serán versiones mejoradas de los cargueros "Tamba" y "Tessa". Sus características serán las siguientes:

Eslora total	138,25 m.
Eslora entre perpendiculares	132,00 m.
Manga máxima	18,60 m.
Calado	7,35 m.
Velocidad a plena carga	16 nudos.
Capacidad de las 5 bodegas de carga.	12.800 m³.

El buque lleva 18 plumas de carga; 16 de cinco toneladas, una de 25 y una de 50, equipadas con chigres de cinco toneladas.

Tiene seis cámaras frigoríficas, con un total de 285 metros cúbicos.

Estos cascos son completamente soldados, con excepción de los trancaniles y de las juntas de la traca de pantoque.

Un carguero de 2.250 toneladas de peso muerto.

El carguero pedido por la Cía. "Bateaux à Vapeur du Nord" a "Chantiers Dubigeon" será del tipo "shelter" abierto y de las siguientes características:

Eslora total	89,85 m.
Eslora entre perpendiculares	82,30 m.
Manga	12,34 m.
Puntal a la cubierta principal	5,30 m.
Peso muerto mínimo al franco bordo de verano en agua salada	2.250 t.

El aparato motor será del tipo "Fiat A-458 T.".

Un carguero de 1.500 toneladas de peso muerto.

El carguero pedido por la "Cie. Charles Le Borgne" a "Chantiers Dubigeon" tendrá las siguientes características:

Eslora total	86,70 m.
Eslora entre perpendiculares	78,50 m.
Manga	11,60 m.
Puntal a la cubierta "shelter"	7,14 m.
Puntal a la cubierta principal	4,62 m.
Calado en carga	4,58 m.
Velocidad en pruebas en carga	14,75 nudos.
Pot. propulsora a 425 r. p. m.	2 × 1.000 CV.

El equipo propulsor estará formado por dos motores S. G. C. M.-Pielstick, no sobrealimentados, de cuatro tiempos, simple efecto, no reversibles.

Está provisto de un inversor reductor "Messian" que reduce las revoluciones en la hélice a 150. Lleva tres grupos Diesel generadores auxiliares de una potencia de 150 kVA., 380 V., 50 períodos.

Un pesquero de 32 m.

El pesquero encargado a los astilleros "Cahantiers Dubigeon" tendrá las características siguientes:

Eslora total	36,90 m.
Eslora entre perpendiculares	32,45 m.
Manga	7,04 m.
Puntal	4,40 m.
Calado (incluída la quilla)	3,45 m.
Potencia propulsora a 450 r. p. m.	630 CV.
Velocidad en pruebas	11 nudos.
Volumen de la bodega de pescado	145 m³.
Capacidad de los tanques de combustible	75 tons.

El equipo propulsor estará formado por un motor Diesel tipo C. C. M.-Sulzer 6 B A W 29, cuatro tiempos, simple efecto, seis cilindros, con turbosoplantes de sobrealimentación; diámetro 290 mm.; carrera 360 mm. El inversor-reductor "Messian" es de mando hidráulico provisto de dos velocidades de marcha avante que permiten reducir el número de revoluciones del eje de cola a 245 para la primera y a 200 para la segunda.

Un petrolero de 14.000 toneladas de peso muerto.

El petrolero encargado a "Trait" por la "Soflumar", tendrá las características siguientes:

Eslora total	152,4 m.
Manga	20,4 m.
Puntal a la cubierta superior	10,5 m.
Potencia propulsora a 135 r. p. m.	5.400 CV.

El equipo propulsor estará constituído por un motor Penhoët-B. & W. sobrealimentado.

Un petrolero de 20.000 toneladas de peso muerto.

El petrolero encargado a los astilleros "Trait" por el armador noruego "Moltzau", tendrá las siguientes características:

Eslora total	170,875 m.
Manga	22,46 m.
Puntal	12,35 m.
Potencia propulsora a 115 r. p. m.	8.750 CV.

El equipo propulsor constará de un motor B. & W.

Además de los buques anteriores y con características no dadas todavía a la publicidad, figuran dos petroleros de 42.000 toneladas y otro de 33.000 toneladas encargados a los astilleros de Saint-Nazaire, "Penhoët", y dos cargueros para mineral de 16.000 toneladas de peso muerto a los astilleros "Gironde"; un carguero de 7.000 toneladas de peso muerto a los astilleros de "Bretagne", y otro de 5.700 toneladas de peso muerto a los astilleros de "Provence".

LAS CONSTRUCCIONES NAVALES MILITARES AUTORIZADAS EN LOS ESTADOS UNIDOS PARA EL PERIODO 1955-56

Por un valor de 1.317 millones de dólares, el Congreso de los Estados Unidos ha autorizado la construcción de las siguientes unidades:

1 Superportaviones clase "Forrestal (5.° de la serie).
7 Superdestructores de 3.900 toneladas.
7 Destructores de 2.900 toneladas.
3 Submarinos atómicos—5.°, 6.° y 7.° de esta clase—, uno de ellos para radar.
4 Submarinos Diesel de 1.700 toneladas.
1 Submarino para lanzamiento de proyectiles dirigidos de 2.900 toneladas.
2 Buques de escolta de 1.400 toneladas.
2 Dragaminas de 120 toneladas.
5 Patrulleros de 60 toneladas.
2 Transportes de municiones de 7.500 toneladas.
1 Buque almacén de 7.500 toneladas.
14.000 Toneladas de embarcaciones de desembarco.

Está prevista la entrega del portaviones "Forrestal", prototipo de la serie, para octubre del presente año, y la de los demás portaviones de dicho tipo, en las siguientes fechas:

2.° "Saratoga", febrero de 1956.
3.° "Ranger", junio de 1957.
4.° "Independence", agosto de 1958.
5.° "Congress", en 1959.

Con respecto a la construcción de destructores, y para mantener la flota en estado eficiente, se piensa construir en los seis años siguientes 20 destructores al año, y luego de 12 a 16 anuales.

La Marina Americana tiene en fase experimental la utilización de helicópteros dragaminas de dos rotores con fuselaje curvo, que con absoluta seguridad podrán rastrear con equipos de dragado similares a los utilizados por los buques dragaminas.

INTENSA ACTIVIDAD EN LOS ASTILLEROS ITALIANOS EN EL PRIMER SEMESTRE DE 1955

En el primer semestre de 1955 han entrado en un período de gran actividad los astilleros italianos al conseguir un importante volumen de pedidos gracias a los beneficios previstos por la Ley Cambroni, del 17 de julio de 1954, que han supuesto cerca de 900.000 toneladas de R. B. de nuevas unidades, tanto para armadores italianos como para extranjeros. Entre estas últimas deben destacarse las órdenes correspondientes a tres superpetroleros de 35.600 toneladas cada uno para los astilleros de Monfalcone.

En el siguiente cuadro puede observarse una síntesis de dichas actividades:

CUADRO I. — CONSTRUCCIONES NAVALES DESDE EL 1.º DE ENERO AL 30 DE JUNIO DE 1955.

BUQUES	Construcciones en 1.º enero 1955		Nuevos pedidos		Buques botados		Construcciones en 30 junio 1955	
	N.º	T. R. B.	N.º	T. R. B.	N.º	T. R. B.	N.º	T. R. B.
Buques mayores de 100 T. R. B.:								
Mixtos y cargueros	26	93.026	41	170.999	5	22.200	61	244.825
Petroleros	10	80.945	13	71.940	8	58.020	15	94.145
Pesqueros	7	740	3	360	2	210	9	1.030
TOTALES	43	174.711	57	243.299	15	80.430	85	340.000

Como puede observarse, en el primer semestre de 1955 se han encargado 57 buques, de un total de 243.299 T. R. B., contra los 32 buques, de 173.259 T. R. B., encargados en todo el año 1953 y 31 buques, de 164.941 T. R. B., en todo el año 1954. En este primer semestre del año 1955 se han botado 15 buques, de 80.430 T. R. B., y 69 pesqueros y motoveleros, un velero y 62 embarcaciones varias.

En 30 de junio de 1955 la flota mercante nacional tenía 4.127.791 T. R. B., contra las 4.037.405 que tenía en 1.º de enero de dicho año. Esta flota se compone de los siguientes tipos de buques:

CUADRO II. — REPARTO DE LA FLOTA ITALIANA EN 30 DE JUNIO DE 1955.

Tipo de buques	Núm.	T. R. B.
Buques de 100 T. R. B. y mayores:		
Buques mixtos y de pasaje	129	700.324
Buques de carga seca	642	1.981.434
Petroleros	203	1.274.396
Pesqueros	29	9.713
Buques de tipo especial	128	48.814
TOTALES	1.131	4.014.681

Entre las grandes reparaciones efectuadas en Italia, debe destacarse la gran modernización realizada en los trasatlánticos americanos "Homeric" y "Fairsea", en Trieste, y del petrolero "Atlantic Lord", en Génova.

PERSPECTIVAS DE LA APLICACION DE LA ENERGIA NUCLEAR A LA PROPULSION NAVAL

En una reunión celebrada por la "British Association" para el Adelanto de la Ciencia, el inspector de máquinas del "Lloyd's Register of Shipping", ha tratado sobre la perspectiva de la aplicación de la energía atómica a la propulsión naval, declarando que el hecho de que la fisión de una libra de uranio pueda producir tanto calor como el de 2.300 toneladas de carbón o 1.300 m³. de combustible líquido, hace presagiar cambios revolucionarios en la concepción del aparato propulsor de los buques mercantes. Estos cambios, siendo susceptibles de resolver numerosos problemas, parece que los reactores térmicos podrán llegar normalmente a suministrar la energía necesaria para la propulsión de los buques de vapor. La rapidez de esta evolución depende de los progresos que se efectúen con vistas a reducir el peso, las dimensiones y los precios de los reactores, y a solucionar satisfactoriamente los problemas sobre control y entretenimiento. Añadió que le parece que la relación potencia-peso de estos aparatos propulsores será mejor adaptada a los buques de gran tonelaje, mixtos de carga y pasaje, que a los buques de pequeño tonelaje y de poca potencia... Estos últimos continuarán, sin género de duda, utilizando los aparatos propulsores del tipo clásico.

Existen seis procedimientos para utilizar la energía nuclear... Los medios que han sido ensayados hasta ahora no son tan económicos como los sistemas modernos clásicos de propulsión. A bordo es indispensable, además, tomar precauciones que no siempre son necesarias en tierra.

NUEVA COMPAÑIA PETROLERA INGLESA

La compañía naviera "Peninsular and Oriental" ha decidido la construcción de una flota petrolera que llevará a cabo en los próximos diez años.

El programa prevé la entrega de siete petroleros en 1958, nueve en 1959 y nueve en 1960; es decir, que espera tener, por lo menos, 25 petroleros en servicio entre 1960 y 1961.

Al parecer, la mayoría de ellos serán de 18.000 toneladas de peso muerto, y algunos de 32.000. El coste de los 25 buques, a los precios actuales, será alrededor de los 37 millones de libras.

NUEVAS REGLAS ADICIONALES DEL LLOYD'S REGISTER PARA LA CONSTRUCCION DE PETROLEROS

Se van a poner en vigor inmediatamente cierto número de Reglas adicionales para la construcción de petroleros de 350 pies de eslora.

Determinadas juntas longitudinales del forro serán remachadas, y en petroleros de más de 550 pies de eslora el forro del fondo y la cubierta alta tendrán uniones adicionales remachadas en la proximidad de los mamparos longitudinales. La junta inferior de la traca de cinta será, además, remachada en petroleros de más de 600 pies de eslora. Como alternativa, deberán emplearse aceros especiales de alta tenacidad a la entalladura, en las construcciones totalmente soldadas.

CONFERENCIA INTERNACIONAL SOBRE LOS METODOS NO DESTRUCTIVOS PARA EL ESTUDIO Y LA COMPROBACION DE LOS MATERIALES BRUSELAS 1955

Durante los días 23 al 28 de mayo de 1955, se celebró en Bruselas la "Conferencia Internacional sobre los métodos no destructivos para el estudio y la comprobación de los materiales", organizada por la Asociación de los Industriales de Bélgica (A. I. B.).

En las diferentes sesiones de trabajo se trataron los siguientes temas generales de discusión: radiología, ultrasonidos, procedimientos eléctricos y magnéticos, otros métodos no destructivos y métodos especiales, además de otros temas complementarios relacionados con la protección del personal, normalización, bibliografía, etc.

Las lenguas oficiales autorizadas fueron el alemán, francés e inglés, y las naciones participantes fueron; Alemania, Austria, Bélgica, Canadá, Checoslovaquia, Dinamarca, España, Estados Unidos, Finlandia, Francia, Gran Bretaña, India, Italia, Japón, Noruega, Países Bajos, Polonia, Rusia, Sarre, Suecia, Suiza y Yugoslavia, con un total de unas quinientas personas.

En esta Conferencia, organizada y presidida por el Prof. Georges A. Homès, de la Facultad Politécnica de Mons y de la Universidad Libre de Bruselas, cooperó activamente en su preparación el Instituto Español de la Soldadura, cuyo Director, señor Miró, presidió la Delegación española, compuesta de doce especialistas de los Ministerios del Ejército, Aire y Educación, de los Institutos de Investigación del Consejo Superior de Investigaciones Científicas y de la Industria privada.

El día 24 de mayo se celebró, a las nueve treinta, la Sesión de apertura en el Palacio de las Academias, que fué presidida por el Prof. Homès, comenzando seguidamente las sesiones de trabajo sobre los diferentes temas antes indicados.

Informes y discusiones.

La Delegación española presentó el correspondiente Informe, detallando la situación en nuestro país de los estudios y aplicaciones prácticas en los laboratorios de los centros de investigación y de la industria, en cada uno de los temas objeto de discusión en los diferentes métodos utilizados, exponiendo el programa futuro de actuación.

Durante la celebración de las sesiones de trabajo se constituyó una Ponencia para estudiar una proposición a la Conferencia para iniciar una efectiva colaboración internacional, formada por los señores Vinter (Dinamarca), Shall (Gran Bretaña), Bastien (Francia), Strebelle (Bélgica), Pfender (Alemania), Tenney (U. S. A.), Luthy (Suiza), Radojkovic (Yugoslavia) y Miró (España), que prepararon un estudio que fué sometido a discusión por la Asamblea en la Sesión final, presidida por el Profesor Homès.

De los Informes nacionales, se obtuvieron los correspondientes Informes generales, abarcando la situación de estos métodos en los diversos países y asimismo las particularidades más importantes.

Estos Informes generales fueron expuestos en sus líneas más importantes y discutidos durante los días 24, 25 y 26 en las diversas Mesas constituídas.

Resoluciones.

Las resoluciones definitivas adoptadas en la Sesión final de clausura de la Conferencia, fueron las siguientes:

1. "Los miembros de la Conferencia de Bruselas de 1955 consideran que sería altamente deseable una colaboración internacional en el campo de los métodos no destructivos de estudio y de comprobación de los materiales.

2. Con objeto de poder llevar a cabo esta colaboración internacional, se recomienda a todas las naciones el constituir en cada una, caso de que ya no exista, un Comité Nacional único, representando todas las organizaciones del país que se ocupan de investigaciones, ensayos o medidas no destructivas de los materiales. Las funciones de estos Comités serán notablemente el provocar y desarro-

llar contactos con los Comités similares de los otros países.

3. Estos Comités Nacionales, una vez creados, se encargarán de enviar toda la información de constitución y direcciones al Comité de Organización de la Conferencia de Bruselas de 1955, que ha aceptado amablemente el reunir aquella información y transmitirla a todos los interesados.

4. La Conferencia de Bruselas de 1955 ha hecho aparecer una lista de cuestiones, que desde el primer momento pueden ya, útilmente, ser objeto de colaboración entre las Comités. Esta lista será comunicada a cada Comité Nacional."

NACIONAL

EL PRECIO DEL ACERO NACIONAL

En los medios siderúrgicos se viene hablando de una revisión del precio actual del acero, argumentándose que desde que en noviembre de 1954 se elevó el 5 %, este aumento ha sido absorbido por el del precio de la energía eléctrica, la chatarra extranjera y la adquisición en mercado libre de la hulla. Se habla de elevar aquella subida al 12 % y de la posibilidad de que pueda encajarse esa subida cuando por funcionar la siderurgia de Avilés el mercado se halle totalmente abastecido y quede unificado el precio.

EL EQUIPO PROPULSOR DE LOS REMOLCADORES DE ALTA MAR DE LA MARINA DE GUERRA "RA-1" Y "RA-2"

En nuestro número de agosto, al dar cuenta de la entrega a la Marina del remolcador "RA-1", se deslizó un error en su reseña descriptiva, que rectificamos.

En ella se decía que los motores propulsores eran "Sulzer-Naval", construídos en la factoría de Sestao de la S. E. de C. N. Por el contrario, estos motores "Sulzer", del tipo ligero 6 MG 42, dos tiempos, simple efecto, de 1.600 CV. a 360 r. p. m., han sido construídos en la fábrica de dicha casa de Winterthur (Suiza). Son iguales a los fabricados por la Empresa Nacional "Bazán", en su factoría de Cartagena para las corbetas tipo "Descubierta".

LA PRODUCCION DE ACERO EN ESPAÑA

La producción de lingotes de hierro y de acero en el primer trimestre del año en curso ha confirmado las previsiones realizadas para 1955, ya que se han obtenido 243.000 toneladas y 277.811, respectivamente, contra toneladas 190.214 y 232.970 en igual período de 1954, es decir, un 27,9 y 19,2 por 100 de aumento. Con este motivo se han vuelto a airear las perspectivas de este campo, que señalan para 1958-59 la producción de 2.125.000 toneladas de lingote de hierro y 2.485.000 toneladas de acero.

EXPORTACION DE BUQUES PESQUEROS

Los astilleros "Hijos de J. Barreras, S. A.", de Vigo, han contratado, con fecha 8 de julio del año actual, la construcción de tres modernos motopesqueros para la pesca al trawler, con destino a la entidad brasileña "Fundaçao Abrigo do Cristo Redentor", de Río de Janeiro.

Estos buques tendrán las siguientes características:

Eslora total	37,30 m.
Eslora entre perpendiculares	32,00 m.
Manga	6,90 m.
Puntal de construcción	4,00 m.
Potencia	580 B. H. P.
Tonelaje arqueo bruto	260 T. R. B.
Desplazamiento en carga	500 t.

Estos motopesqueros irán provistos de las más modernas instalaciones de este tipo de buques, así como de una potente instalación frigorífica para refrigeración de neveras en aguas tropicales.

Este pedido, procedente del extranjero, que han logrado los astilleros "Barreras", en competencia con otros acreditados astilleros alemanes y holandeses, repercutirá, sin duda, en posteriores contratos del exterior, con el consiguiente beneficio para la economía del país.

Con este nuevo contrato y las siete unidades vendidas por el mismo astillero el pasado año con destino a América latina, el total de divisas que suponen estas exportaciones se eleva a la cifra de dólares 1.878.000.

ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES.—BECAS DEL SERVICIO DE INTERCAMBIO ACADEMICO ALEMAN

El Instituto de Ingenieros Civiles de España nos remite una nota recibida del Ministerio de Asuntos Exteriores (Relaciones Culturales) comunicando que la Embajada de la República Federal de Alemania, en Madrid, se ha dirigido a dicho Departamento manifestando que el Servicio de Intercambio Académico Alemán está dispuesto a ofrecer a estudiantes españoles de Ingeniería de los últimos años, así como a Ingenieros que hayan terminado su carrera, un determinado número de becas para una estancia de once meses en la mencionada República, estudios que se realizarán en el presente curso en las Academias de Ingeniería alemanas.

Las condiciones en que se conceden las referidas becas son las siguientes:

1) La petición de una beca de Ingeniero en la República Federal de Alemania queda reservada tan sólo a estudiantes de *Ingeniería*—no estudiantes universitarios—de los semestres superiores, así como a Ingenieros extranjeros que hayan aprobado el examen final.

2) Las becas se conceden por una duración de once meses, e importarán 2.750 DM, pagaderos en once meses, a razón de 250 DM mensuales.

3) Las solicitudes deberán ser enviadas antes de 1.° de diciembre a la Embajada de la República Federal de Alemania, en Madrid, para que la elección definitiva de los becarios pueda realizarse con tiempo suficiente, para que los estudiantes puedan llegar a Alemania antes del comienzo del semestre de verano en las Academias de Ingeniería alemanas, o sea, a primeros de marzo de 1956.

4) Los solicitantes deben poseer buenos conocimientos del idioma alemán.

5) Las solicitudes, que deben redactarse en formularios del Servicio de Intercambio Alemán (a disposición de los interesados en la Embajada de Alemania, Servicio Cultural, Hermosilla, 4 y 6, teléfono 36 14 00, Madrid), se presentarán acompañadas de:

1. Un "curriculum vitae", escrito a mano, con dos copias a máquina.
2. Un escrito razonando el motivo de la solicitud.
3. Recomendación en sobre cerrado de la solicitud por:

a) Dos Profesores de la Escuela de Ingenieros (juicio sobre capacidad técnica); y

b) Otra personalidad distinguida (juicio sobre la persona).

4. Dos fotografías, a ser posible, distintas.
5. Un certificado de conocer suficientemente el alemán.
6. Un certificado médico.

PRUEBAS DE MAR DEL CAZASUBMARINOS "METEORO"

En el mes de agosto último terminó sus pruebas de mar en aguas de El Ferrol del Caudillo, el cazasubmarinos "Meteoro", con resultado satisfactorio. Próximamente se efectuará su entrega a la Marina de Guerra.

Es el tercer buque de la serie de los "Audaz" que construye la Factoría de El Ferrol de la Empresa Nacional "Bazán".

Proveedores de la Industria Naval

APARATOS DE PRECISION A. F. E. K.

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

ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S. A.

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

BOMBA PRAT, S. A.

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

Bombas y Construcciones Mecánicas WORTHINGTON, S. A.

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

COMERCIAL PIRELLI, S. A.

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

CONDUCTORES ELECTRICOS ROQUE, S. A.

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

CONSTRUCCIONES ELECTROMECANICAS ABRIL, S. A.

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

CUCURNY, S. A.

Tubería, Baldosín y Mosaico de Gres y Refractario, resistente a altas temperaturas. — Calle Princesa, 58 y 61. BARCELONA.

EDUARDO BATISTE-ALENTORN

Avenida de José Antonio Primo de Rivera, 416. BARCELONA.—Construcción de generadores y electromotores especiales para buques. Grupos convertidores para soldadura eléctrica.—Teléfono 231285.

ESTABLECIMIENTOS LORY, S. A.

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

FABRICACIONES NAVALES Y ARTILLERAS, S. L.

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

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

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

GUILLIET

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

KLEIN, S. A.

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

LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S. A.

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

MAS, GOBERNA Y MOSSO, ING., S. L.

Aparatos de elevación, grúas, ascensores, montacargas, polipastos "Magomo".—Pamplona, 95, 97 y 99. Teléfono 250843. BARCELONA.

S. A. M. MAS BAGA

Cocinas para buques, a carbón, leña y aceite pesado.—Hortaleza, 17. MADRID.—Valencia, 348. BARCELONA.

ASTILLEROS

S. A. Juliana
Constructora Gijonesa

APARTADO 49
TELEFONOS 3800-3801
Telégrafo: "JULIANA"

GIJON

Construcción y reparación de toda clase de buques, calderas y máquinas marinas, estructuras metálicas, construcciones mecánicas en general. Fundiciones. Gradas. Disponemos de 3 de 150 metros.

Sociedad Anónima "BASCONIA"

DOMICILIO SOCIAL: GRAN VIA, 11 - BILBAO
CAPITAL: 56.000.000 DE PESETAS

Acero Siemens Martín. — Tochos. — Llantón.—Palanquilla.—Hierros en U, vigas y ángulos.—Pletinas.—Redondos en barra y en rollo.—Chapa gruesa. Chapa estriada.—Chapa fina.—Chapa galvanizada. Chapa negra, pulimentada y aplomada.—Chapa en discos para esmaltería.—Hoja de lata.—Cubos y baños. — Palas. — Remaches, tornillos y tuercas.—Construcciones metálicas, soldadas y remachadas, tales como naves y cubiertas para fábricas, postes, puentes, tolvas, compuertas, tuberías, gasómetros, depósitos, grúas, hangares, volquetes, etc.—Construcciones mecánicas de todas clases.

Teléfonos.—Fábrica: 12110 - Bilbao: 12555.
Correos: Apartado 30
Dirección telegráfica y telefónica: BASCONIA.
BILBAO

MARCA REGISTRADA

Mano Roja

ASEGURA UN BARCO LIMPIO Y ECONOMIA EN EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE

PINTURAS, ESMALTES Y BARNICES, DE RENOMBRE MUNDIAL, PARA LA MARINA
DEPÓSITOS EN LOS MÁS IMPORTANTES PUERTOS DE ESPAÑA Y DEL EXTRANJERO
PROVEEDORES DE LA ARMADA Y PRINCIPALES EMPRESAS NAVIERAS

Concesionarios
Establecimientos Lory
Sección: *Pinturas Mano Roja*

Oficinas: Consejo de Ciento, 380 • BARCELONA Dirección Telegráfica MAROJA
Teléfono: 25 38 30
43 FABRICAS ASOCIADAS EN LOS TRES CONTINENTES

Ofrecemos...

LA EXPERIENCIA DE MAS DE
25
AÑOS TRABAJANDO

Construcciones mecánicas - Calderería gruesa - Material ferroviario - Gradas Varaderos - Astilleros - Fundición Talleres Mecánicos - Quemadores de aceites pesados (Fuel- oil) - Soldadura autógena, eléctrica y oxiacetilénica
Gran forja

"FACTORIAS VULCANO"
Enrique Lorenzo y Cía., S. A.
VIGO (Espiñeiro)

Experiencias Industriales S. A.

Dirección y Talleres:
ARANJUEZ (Madrid)
Teléfono 54

Material de dirección de tiro para artillería de Ejército y Marina. — Proyectores y aparatos de señales para costas y barcos. — Instalaciones de iluminación por inundación de luz. — Aparatos de mando y maniobra para tracción eléctrica, generadores y motores. — Instalaciones de frenos para ferrocarriles. — Trabajos en acero inoxidable. — Cuchillería inoxidable industrial y doméstica.

Astilleros G. RIERA, S. A.

Construcción y reparación de buques

Construcción y reparación de maquinaria de todas clases

Construcciones metálicas

Fundición de hierro y bronce

Gradas varaderos para buques

Dirección Telegráfica: GERIERA - Teléfono 3908
Apartado 86

Carretera del Puerto Musel (La Calzada)

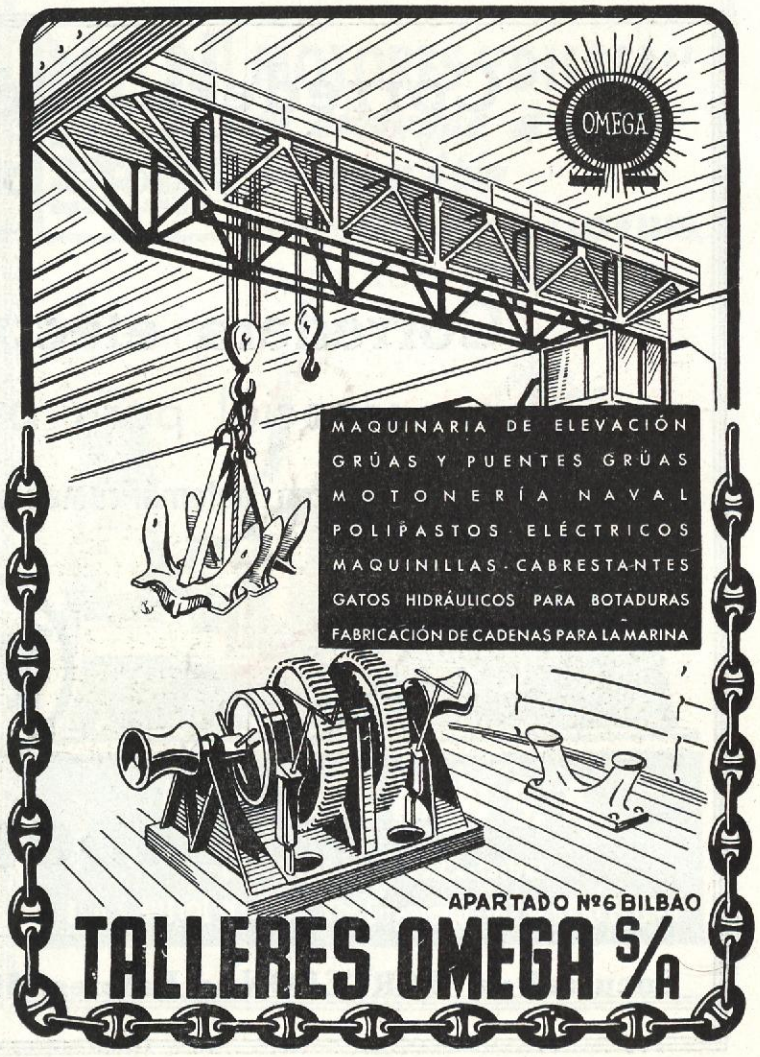
GIJON

Fundiciones Ituarte S. A.

Castaños, 11 - BILBAO

Accesorios para buques de Guerra y Mercantes

Valvulería en general, grifería, ventanillos, accesorios de luz, etc.



YBARRA Y C.ia S. A.

SEVILLA

Servicios regulares rápidos de cabotaje entre los puertos españoles

LÍNEA MEDITERRÁNEO-BRASIL-PLATA

Salidas regulares de Italia, Francia y España para BRASIL, URUGUAY y ARGENTINA, con escalas en Tenerife, Río de Janeiro, Santos, Montevideo y Buenos Aires, por los trasatlánticos correos españoles de 22.000 toneladas.

CABO DE HORNOS -:- CABO DE BUENA ESPERANZA

Acomodaciones para pasajeros de Clase Unica (Cabin Class) y Económica. Magníficas acomodaciones y salones. Piscinas al aire libre. Espléndidas cubiertas de sol y de deportes. Excelente servicio de Restaurante.

INFORMES:

Barcelona: Bergé y Cía. Vía Layetana, 7	Telegramas:	"Bergecía"
Bilbao: Bergé y Cía. Alameda de Mazarredo, 6, bajo	—	"Bergé"
Cádiz: Hijo de Juan José Ravina y Cía., S. en C. Beato Diego de Cádiz, 12.	—	"Ravina"
Coruña: Eduardo Fariña. Compostela, 8	—	"Fariña"
Génova: Luis Pittaluga, Salita S. Caterina, 10-6	—	"Ybarco"
Madrid: Bergé y Cía. Avenida de José Antonio, 8	—	"Bergé"
Marsella: Lucien Rodrigues-Ely. 3, Rue Bailli de Suffren	—	"Lurigues"
Sevilla: Joaquín de Haro. Tomás de Ybarra, 7	—	"Haro"
Tenerife: Hardisson Hermanos. V. Hervás, 5	—	"Hardisson"
Valencia: Bergé y Cía. Av. del Doncel Luis F. G.a Sanchiz, 338, 1.o	—	"Bergecía"
Vigo: Alvaro Vázquez, Hijos, R. C. Av. de Montero Ríos, 22	—	"Vázquez"

AGENCIA EN TODOS LOS PUERTOS

Corredera eléctrica SAL-24

especial para **buques mercantes**

Corredera eléctrica SAL-SELSYN

especial para **buques de guerra**

ambas indican automáticamente la velocidad y distancia recorrida

ACUMULADORES NIFE, S. A.

Central: Paz, 6 - MADRID ——— Fábrica: Zorrozaurre, 10 - BILBAO

Sucursal en BARCELONA: Balmes, 59 - Aragón, 234 - Teléfono 21 34 43

Compañía Española de Pinturas "INTERNATIONAL", S. A.

Unicos agentes y fabricantes en España de las pinturas patentadas «HOLZAPFEL»

Marca registrada

"HOLZAPFEL"

LAS MEJORES Y LAS DE MAYOR CONSUMO MUNDIAL

Casa matriz: LONDRES.—Factorías coasociadas en: BERGEN (Noruega).— COPENHAGUE (Dinamarca).— GOTHENBURG (Suecia). — GENOVA (Italia). — HAMBURGO (Alemania).— KOBE (Japón).—EL HAVRE (Francia).—MEXICO, Ciudad. MONTREAL (Canadá).—NEW-YORK (U. S. A.).—RIO DE JANEIRO (Brasil).—SIDNEY (Australia).—TRIESTE (Italia). WELLINGTON (Nueva Zelanda).

Patentes "International".—Para fondos de buques de acero.
"Navy Brand".—Composición para el mismo uso en barcos que navegan en aguas tropicales o muy sucias.
"Copper Paint Extra Strong".—Para fondos de buques de madera.
"Yacht composition".—Para fondos de buques de regata y recreo.
Boottoping.—Pintura para la línea de flotación de los buques.
"Black Topsides".—Para costados de buques.
"Funneline".—Pintura ignífuga para chimeneas.
"Danboline".—La pintura de mayor capacidad anticorrosiva y de cubrición.
"Lagoline".—El esmalte más resistente a los ambientes exteriores.
"Esmalte Sunlight".—El más decorativo
"Esmaltes sintéticos Sunlight".
"Interlac".—Esmaltes y barnices nitrocelulósicos.
"Intervolt".—Esmaltes aislantes: más de 50 tipos.
"Dopes".—Barnices acetáticos y nitrocelulósicos para aviación. Barnices y esmaltes especiales para duraluminio. Barnices, pinturas y composiciones especiales para ferrocarriles, tranvías y trolebuses.

Pinturas para toda clase de aplicaciones y usos. Todas patentadas "HOLZAPFEL".—En todos los puertos y capitales del mundo podemos suministrar nuestras patentes, guardando depósitos en las principales poblaciones de España.

Oficinas: Ibáñez de Bilbao, 2, 2.º (Edificio Aznar) - **BILBAO**

Fábrica: LUCHANA-ERANDIO (Bilbao) - **Sucursal Madrid:** Núñez de Balboa, 71

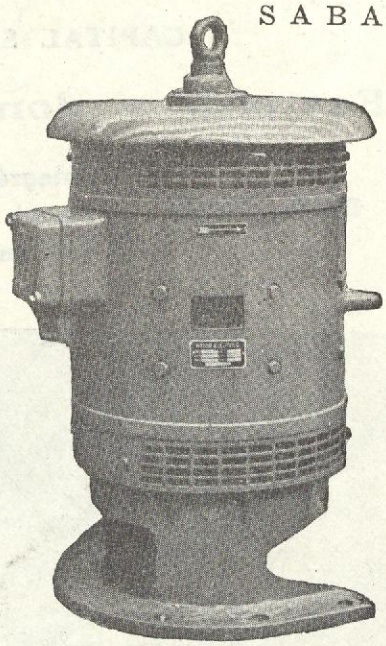
C.E.S.

CONSTRUCCIONES ELÉCTRICAS DE SABADELL, S. A.

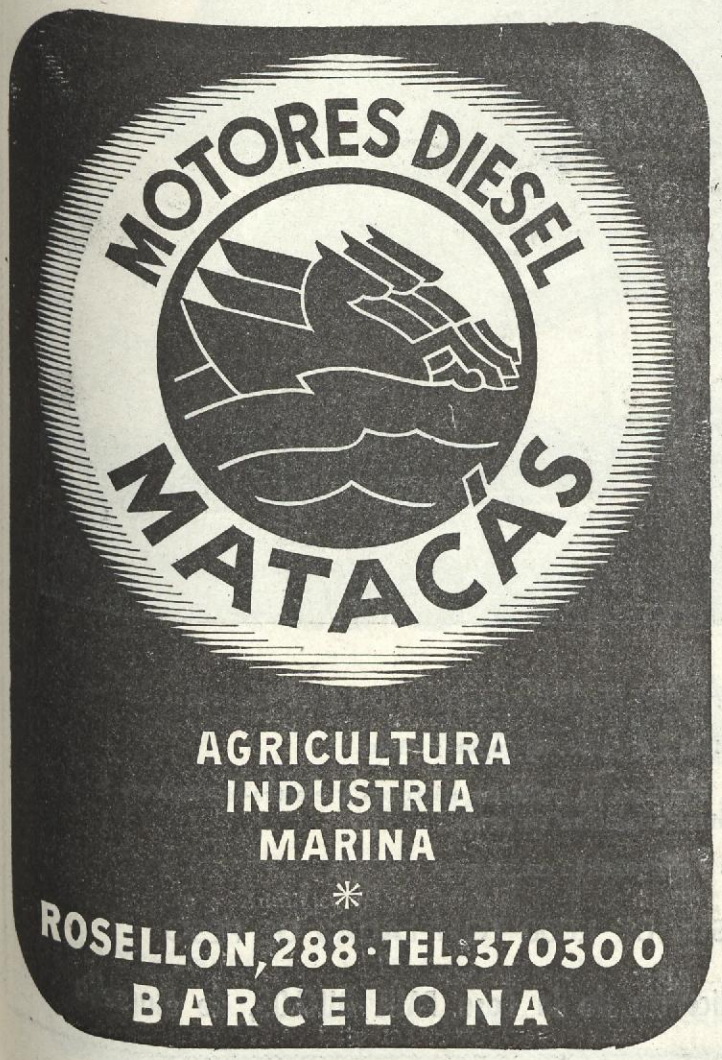
MAQUINAS Y APARATOS DE LA INDUSTRIA ELECTRICA PARA LA MARINA

Oficinas y Talleres: Sol y Padrís, 1 - Tel. 3000

SABADELL



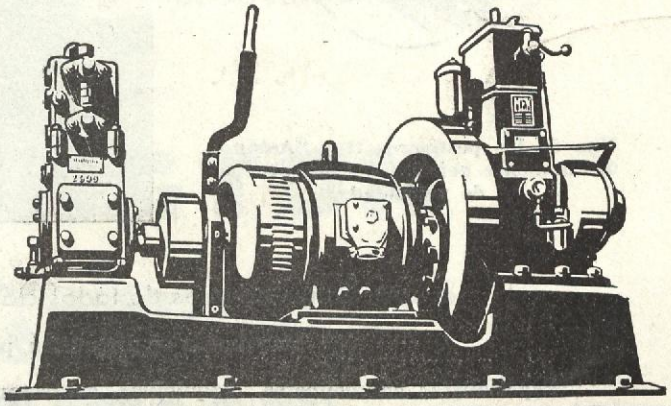
MOTOR VERTICAL CON CERTIFICADO LLOYD'S



MOTORES "DIESEL"

de arranque a mano en frío

CON CERTIFICADO **LLOYD'S**, BUREAU VERITAS, ETC.



MOTORES MEN S. A.

DISTRIBUIDOR EXCLUSIVO

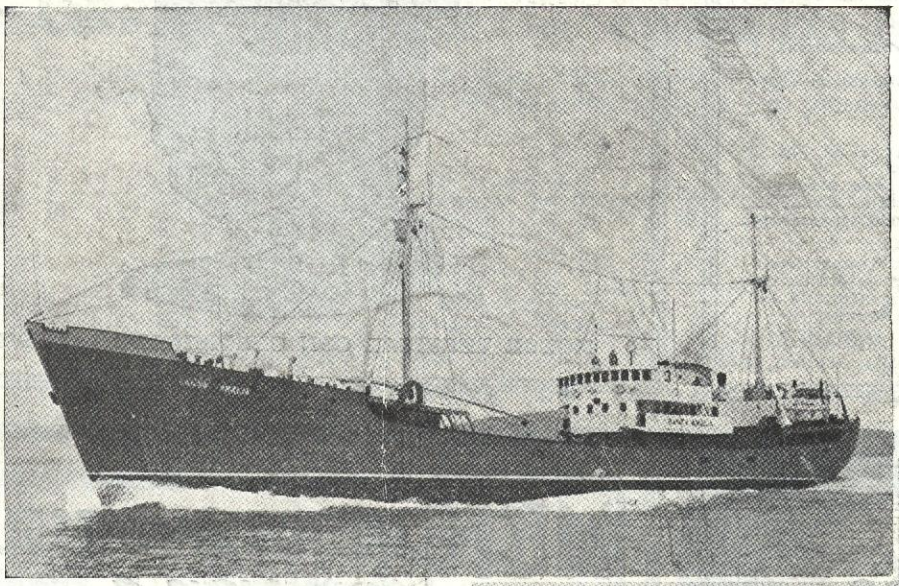
E. y J. PUJOL XICOY - Vía Layetana, 167 • BARCELONA

Astilleros y Talleres del Noroeste S.A.

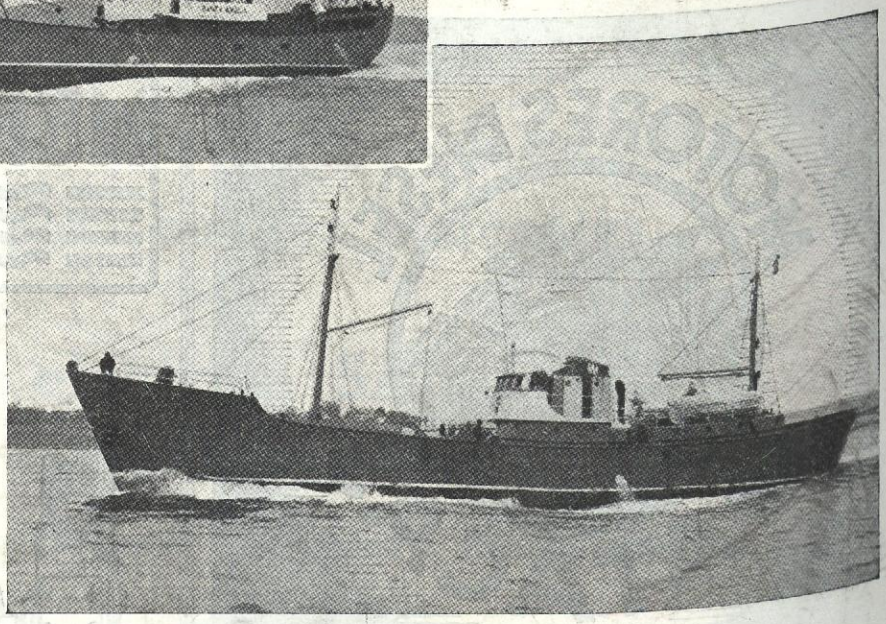
CAPITAL SOCIAL: 55.000.000 DE PESETAS

Factoria y domicilio social: PERLIO (Fene)

DIRECCIONES: Telegráfica: ASTANO / Postal: Apartado 994 / Teléfono: 4 de FENE — **EL FERROL DEL CAUDILLO**



Buque bacaladero "Santa Amalia", de 2.500 toneladas, para P.E.B.S.A., en pruebas de velocidad.



Uno de los pesqueros tipo "Astano" últimamente construídos, en pruebas de velocidad.

Construcciones navales de todas clases, hasta 10.000 toneladas de peso muerto

Maquinaria de propulsión, principal y auxiliar, de vapor y diesel.

Especialistas en molinetes, maquinillas, cabrestantes, aparatos de gobierno eléctricos y electro-hidráulicos, y de toda clase de maquinaria auxiliar de casco.

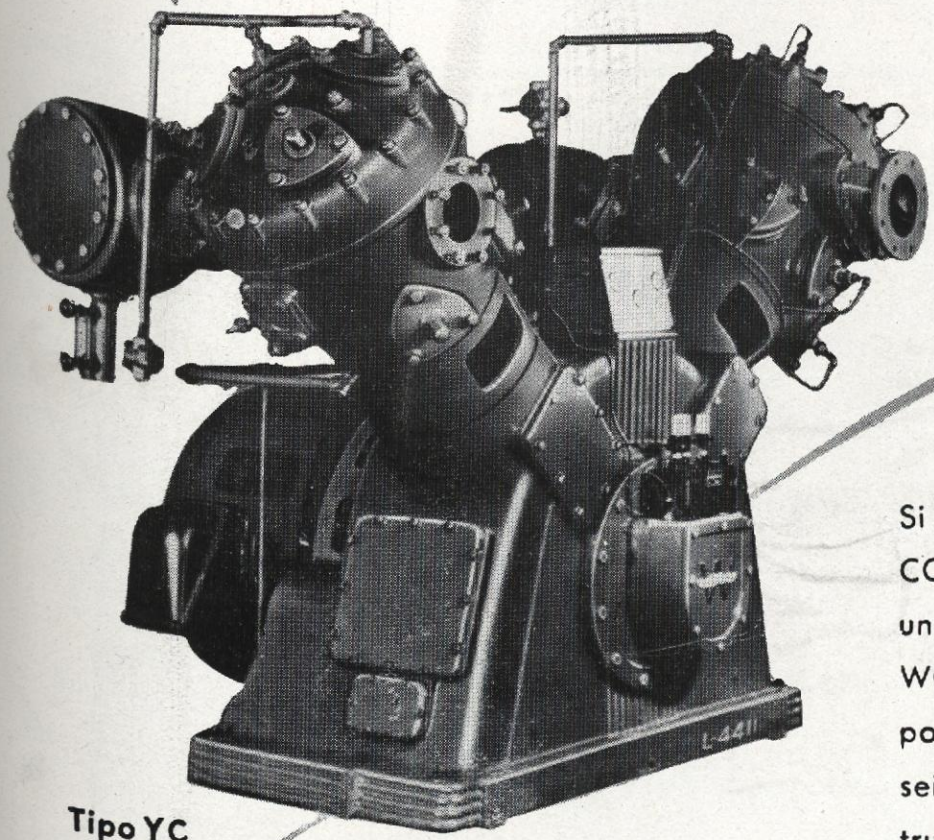
Construcciones metálicas y maquinaria en general.

4 VARADEROS PARA BUQUES HASTA DE 1.000 TONELADAS DE PESO

Constructores de maquinaria frigorífica, con licencia de la Casa PAUL DUCLOS, de Marsella

EL AIRE

no le cuesta nada, y nuestros Compresores pueden hacerlo trabajar para usted.



Tipo YC

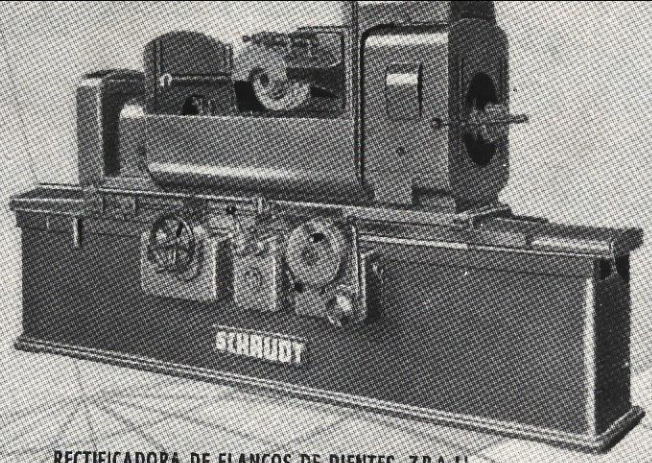
Si busca Compresores, que CONTINUAMENTE le rindan un gran volumen de aire, WORTHINGTON puede proporcionárselos. Son de diseño avanzado y están construidos para muchos años de servicio eficiente y seguro.

WORTHINGTON

SIMBOLO DE CALIDAD EN TODO EL MUNDO

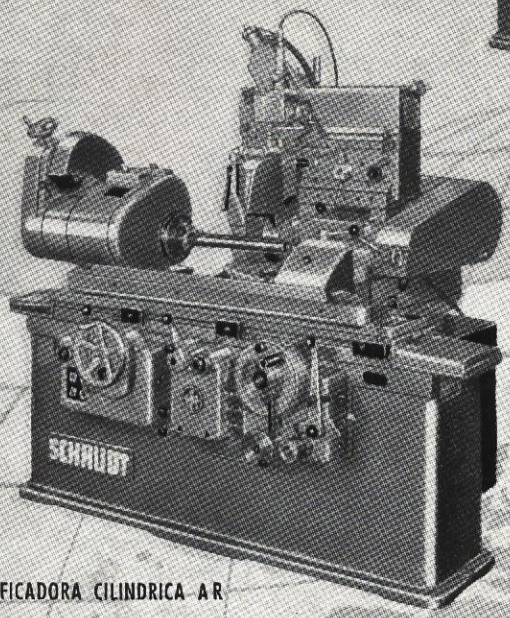
BARCELONA: Av. José Antonio, 533 VALENCIA: Jorge Juan, 8

Fábrica y Oficinas Técnicas· MADRID: Embajadores, 173 (Legazpi)



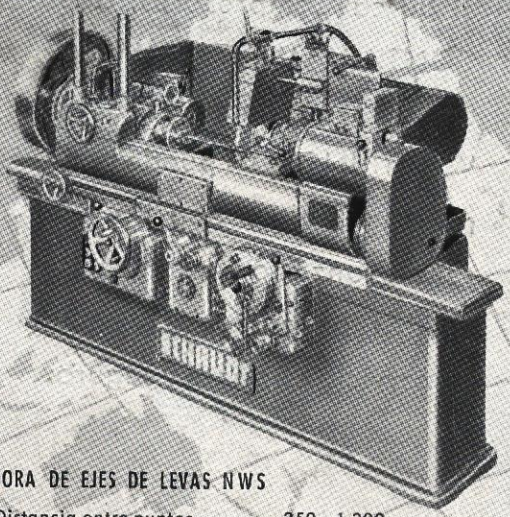
RECTIFICADORA DE FLANCOS DE DIENTES ZRA 11

Diámetro del círculo base . . . 50 - 450
Modul . . . . . 1 - 10
Número de dientes . . . . . 12 - 160
Diámetro de la muela rectificadora . . . . . 250 mm.



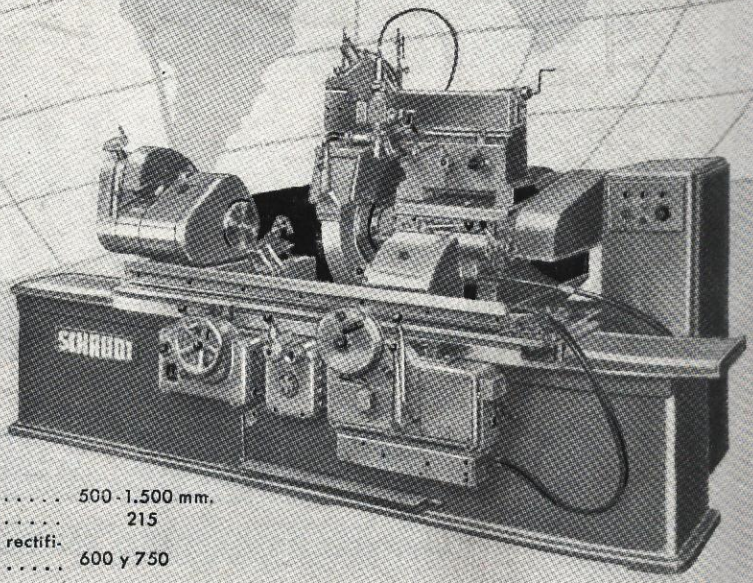
RECTIFICADORA CILINDRICA AR

Distancia entre puntos. . . . . 500 - 2.000
Altura de puntos . . . . . 160 y 180
Diámetro de la muela rectificadora 500



RECTIFICADORA DE EJES DE LEVAS NWS

Distancia entre puntos. . . . . 250 - 1.300
Diámetro máximo de la pieza. 160
Diámetro de la muela 450



RECTIFICADORA CILINDRICA MPS
con mando automático

Distancia entre puntos. . . . . 500 - 1.500 mm.
Altura de puntos. 215
Diámetro de la muela rectificadora . . . . . 600 y 750

SIAISA

OFICINA CENTRAL Y EXPOSICION:
MADRID, ALCALA, 52-TELEF. 22 15 31

DIANA. Artes Gráficas.—Larra, 12. Madrid.