AÑO XLIII - NUM. 483 SEPTIEMBRE 1975

Ingenieria Naval



fuerza motriz alle la Sang aue puede confiar

COPENHAGUE

Filial para España:

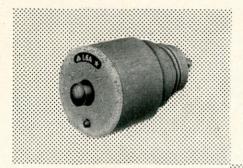
BURMEISTER &WAIN S.A.E., Calle Castelló, 88, Madrid 6 - Teléf. 2-268490.

Licenciados en España: LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S.A., Barcelona 16.

ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A., Madrid.

CONSTRUCCIONES ECHEVARRIA, S.A., Bermeo (Vizcaya).

Los interruptores automáticos miniatura BBC se emplean universalmente



son aparatos modernos de

SEGURIDAD

S.100

"mini-STOTZ" modelo de rosca



Modelos desde 0,5 a 63 A 440V~ 250V—

De elevada capacidad de ruptura

S.200

"de alto poder de ruptura" Homologado por el Lloyd's Register of Shipping



Fijación rápida:
sobre superfície plana, etc.
Uno, dos o tres polos.
Se suministran también
colocados en armários metálicos
con una, dos o tres hileras
de automáticos

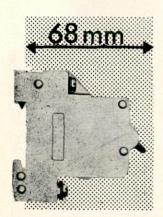


S.160

serie aprobada para su empleo como LIMITADOR por la Dirección General de Energía y Combustible: B.O.E. del 12-4-72 Homologada por el Lloyd's Register of Shipping



Protección diferencial contra fugas a tierra



Nueva LINEA 68mm.

Serie compuesta por automáticos **S.160** y aparatos complementarios (interruptores manuales, pulsadores, lámparas señal, bases enchufe, fusibles, transformadores, etc.)

Para la **línea 68 mm** las paredes delgadas son suficientemente gruesas



Domicilio social: Menéndez Pelayo, 220 - Barcelona-12 - Tel. 228.17.08 (10 líneas) - Telex 52.253 MTRON E

CENTRO - MADRID-3: Gral, Alvarez de Castro, 39-Tel, 445.59.00° CASTILLA-VALLADOLID: Calle de la Merced, 6 - Tel, 25.35.16 NOROESTE-VIGO: Gran Vía, 164 - Tel, 23.16.01 LEVANTE-BARCELONA-12: Menéndez Pelayo, 220 - Tel. 217.74.54 NORTE-BILBAO-8: Bertendona, 8 - Tel. 21.85.57 SUR-SEVILLA: Virgen del Valle. 65 - Tel. 27.52.78

Sub-delegados y representantes:

Gijón, Santander, San Sebastián, Pamplona, Zaragoza, Valencia, Málaga, Palma de Mallorca, Las Palmas, Sta. Cruz de Tenerife.



asesoramos e inspeccionamos

las instalaciones eléctricas en todo tipo de buques



nuestros servicios comprenden:

- *Redacción de especificaciones.
- *Análisis de planos.
- *Inspección de componentes a lo largo de su fabricación.
- *Inspección del montaje a bordo.
- *Asistencia al conjunto de pruebas.
- *Informes durante el período de garantía, y, en general, durante toda la vida del buque.



INEA, SA

Ingeniería eléctrica y de automación Mayor, 31-1.º Telfs. 63 38 11/22 - Las Arenas (Vizcaya)

proyectos, asesorias, instalaciones eléctricas navales e industriales.

EMPRESA NACIONAL

BAZAN"

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

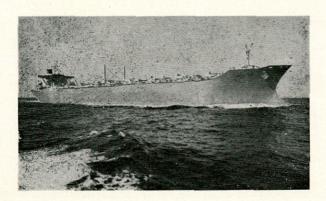
- EQUIPOS PROPULSORES INSTALACIONES TERRESTRES DE TURBINAS Y DIESEL.
- CALDERAS MARINAS Y TERRESTRES.
- ARMAS NAVALES Y MUNICIONES.
- MAQUINARIA AUXILIAR, GRUAS LOCOMOVILES, ARTEFACTOS NAVALES, MATERIAL AGRICOLA, ETC.



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

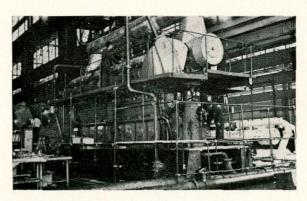
FABRICAS DE ARMAMENTO EN: SAN FERNANDO (CADIZ) CARTAGENA

DIQUES SECOS Y FLOTANTES



OFICINAS: CASTELLANA, 65 MADRID-1

TELEFONO 234 44 10 TELEX 27480 CABLES: BAZAN





5.000 horas extraordinarias

Está comprobado: una correa normal puede llegar a las 15.000 horas de trabajo.

También está comprobado: una correa TEXROPE puede aguantar hasta las 20.000. Son, en término medio, 5.000 horas de trabajo por las que usted no paga nada, absolutamente nada. 5.000 horas extraordinarias, gratis.

Cuando se ha llegado a crear la primera correa trapezoidal del mundo, también se puede llegar a mejorar al máximo cualquier tipo de correa. Y crear la estrecha como último adelanto.

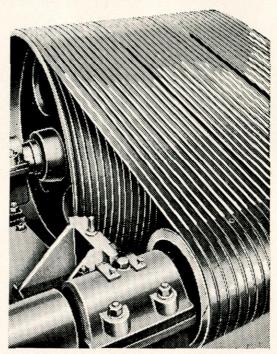
Es lo que ha hecho TEXROPE.

Ir por delante en la investigación sobre correas, hasta reunir toda una gama de secciones, desarrollos, tipos, medidas...

Y de camino conseguir una especial duración en cada uno de sus modelos.

TEXROPE tiene todas las correas para el campo de la transmisión.

Y en MARTIN AZCUE tenemos, en exclusiva para España, todas las correas de TEXROPE. ¿Tiene usted algún problema de transmisión?.



TEXROPE correas, poleas, variadores, etc.

TURBOFLEX

acoplamientos metálicos flexibles



variadores de velocidad

embragues y frenos neumáticos

RICHARD

reductores

Kleber correas planas

A UN PROBLEMA DE TRANSMISION

mento, a asesorarle de una manera eficaz y rápida sobre cualquier tema de transmisión que usted nos plantee. Con cualquier producto o con cualquier información.
Envienos este cupón con un problema de transmisión dentro.

Nombre .

VALE POR

UNA SOLUCION

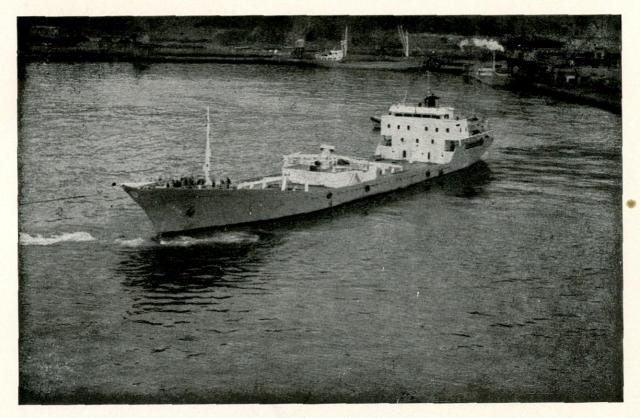
Empresa

Dirección .

Teléfono

Soluciones de todo el mundo para el mundo de la transmision

Avda. S. el Sabio, 29 - Tel. 457200 - Telex 36238 - S. Sebastián



BUQUE CEMENTERO DE 3.350 T.R.B.

CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

FACTORIAS:

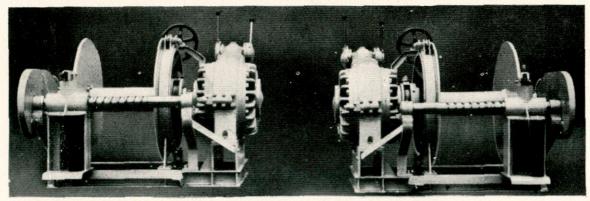
ASTILLEROS DEL CANTABRICO
ASTILLEROS DE RIERA
FACTORIA NAVAL DE CEUTA
FABRICA DE PINTURAS "CHILIMAR"



ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.

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

GIJON - ESPAÑA



MAQUINILLA DE ARRASTRE DIVIDIDA DESDE 5 a 36 TONS.

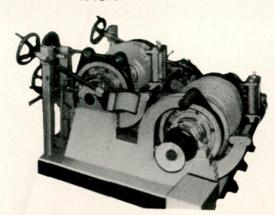
MAQUINARIA DE PESCA

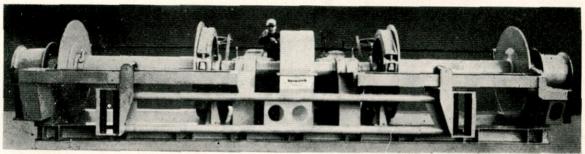
"NORWINCH"

Para toda clase de Pesqueros y artes de pesca en:

- Arrastre
- Pelágica
- · Cerco-arrastre
- Camarón • Bajura

· Cerco

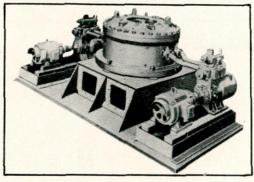




MAQUINILLA DE PESCA DE ARRASTRE DESDE 2 a 36 TONS.

SERVOTIMONES "HYDRAPILOT"

Fabricación bajo licencia de 0,5 a 600 TONS. Servomotor rotativo de palas con soporte timón incorporado. Accionado por electrobombas y a mano, mando a distancia y conexión a piloto automático.



NUESTRO PROGRAMA

Fabricación bajo licencia NORWINCH de Maquinillas hidráulicas de baja presión para pesqueros. Tipos estandarizados y de proyecto especial para todas las necesidades, características y maniobra de:

- Pesca de arrastre (monobloque y divididas).
- De malletas.
- De redes.
- Auxiliares de cubierta en factoría y arrastreros por popa.
- Pesca pelágica.
- Pesca de cerco y combinadas cerco-arrastre.
- Pesca de camarones.
- De nasas para langosteros.
- Recogedores de redes en pesqueros de bajura.
- Equipos de control remoto para maquinillas.



TALLERES COHINA-A. NAVARRO, S.L.

Apartado 74 - Teléfonos: 37 04 06 • 37 26 08 • 37 92 04 - Telex: 32221 COINA E - BARACALDO (Vizcaya) España

NAVALIPS

PROYECTO, CONSTRUCCION Y REPARACION DE HELICES MARINAS DE TODO TIPO, TAMAÑO Y MATERIAL.

HELICES DE PASO CONTROLABLE TIPO LES DE CUALQUIER POTENCIA.



Buque "AMOCO EUROPA" de 230.000 T. P. M. construido por ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A. para "Amoco Carrier Co."



Buque "TEXACO SPAIN" de 274.075 T. P. M. construido por ASTANO para la Compañía TEXACO.



Fábrica de Cádiz



Nuevo taller de Hélices de Paso Controlable de Cádiz



Factoria de Maliaño (Santander)

El grupo LIPS del que NAVALIPS forma parte, tiene factorias en Holanda, Bélgica, Francia, Italia, Alemania, U. S. A., Canada, Japón, Australia, Grecia y Portugal. Esto supone una extensa red de talleres donde atender al cliente por personal especializado.



TALLERES:

CADIZ:

Fabricación de hélices de de cualquier tamaño y tipo. Hélices de paso controlable de cualquier potencia. Reparación de hélices. Glorieta Zona Franca, 1 - CADIZ Teléfonos: 23 58 08/09

Telex: 76032 Telegramas: NAVALIPS SANTANDER:
Fabricación de hélices
hasta 8 Tons.
Reparación de hélices.
Avda. Alm. Carrero Blanco, s/n.
Teléfonos: 25 08 58/62
MALIAÑO (Santander)

OTRA NUEVA ESTELA DEL FORAN

In nuevo huque surca los mares.

s el budhe 106 proyectado y construido con I FORAN, el Sistema desarrollado por a firma de ingeniería española SENER, que uenta ya con una experiencia reconocida en odo el mundo.

I SISTEMA FORAN de SENER es el único ue genera formas instrínsecamente orregidas a partir de los datos básicos de royecto.

ermite realizar el Proyecto Básico de un arco en una semana.

roporciona datos para oxicorte con control otico y numérico, conformado de planchas, bricación de perfiles y control de gestión.

os 106 buques proyectados y construidos on el SISTEMA FORAN para astilleros de do el mundo son el más elocuente y claro oponente de su pujante realidad.



ISTEMA FORAN

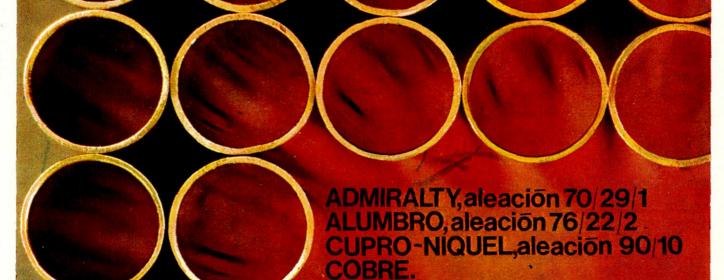
SENER

IVISION NAVAL

venida del Triunfo, 56. Las Arenas (Bilbao) léfono 63 64 00 - Telex 33745

i Lower Grosvenor Place. ndres SW1 WOEN léfono 01-828-8696 - Telex 918582





Empleados favorablemente hasta en las condiciones de uso mās adversas.

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



(3)

Son una fabricación de

PRADERA HNOS,S.A.

ZARATAMO (Vizcaya)-Dirección postal: Apartado 107 (Bilbao) Telef. Bilbao: 49 03 00 (12 lineas)-Telex: 33 7 29 - Prade - E

¿Quién le va a demostrar que los motores diesel de velocidad media gastan menos de la capacidad de carga?



SWD se lo demuestra. Cuando usted desee.

Bilbao, España, Artecalle 2, 2 dcha, Ias Arenas, Tel. 044 - 634302, Télex 32438 La demostración de SWD consiste sencillamente en una comparación entre su motor de velocidad media y un motor de cruceta regular de capacidad parecida.

Los motores de cruceta son altos y largos. Un motor de velocidad media (o una combinación de dos o más motores de éstos) de capacidad equivalente, es más compacto, aún con inclusión del engranaje reductor. Es decir, que ocupa menos volumen.

El engranaje reductor permite adaptar óptimamente el régimen de la hélice al tipo de buque. Como resultado se obtiene una economía de combustible superior a la conseguida tradicionalmente por los motores SWD de velocidad media, puesto que funcionan con fuel-oil pesado y el consumo de aceite lubricante es bajo.

Un mínimo de capacidad de carga perdida; más bajos gastos de adquisición del buque y del motor; un mínimo de gastos para combustible. He aquí unos factores decisivos para muchos armadores. Y por si esto fuera poco, los motores de velocidad media presentan otras cualidades complementarias, tales como confiabilidad, posibilidades de automatismo, menores exigencias de revisiones totales, y al tratarse de instalaciones dobles, la posibilidad de salir con uno de los motores fuera de

Pídanos una demostración. Estudiaremos concienzudamente, cuáles son las mayores posibilidades de eficacia para, motores de velocidad media que pueden obtenerse en el buque de Ud.

TM410/TM620: 3.500 - 36.000 CV. ingl. Motores auxiliares: 450 - 1.500 CV. ingl.

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

STORK-WERKSPOOR DIESEL

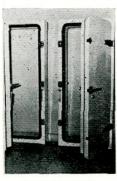




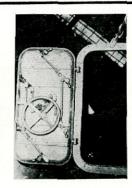
PUERTAS MOSQUITERAS



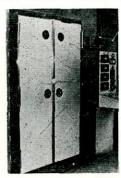
PUERTAS ACERO ESTANCA



PUERTAS CAMARAS



PUERTA CIERRE RAPIDO



PUERTA DE DOBLE HOJA A60

Tecnao

puertas navales normalizadas

MAS DE 250 BUQUES TANTO NACIONALES COMO PARA LA EX-PORTACION, LLEVAN INSTALADAS NUES-TRAS PUERTAS FABRICADAS SE-GUN LAS NORMAS DE ENTIDADES CLA-SIFICADORAS. SEVI-MAR; SOLAS; IMCO, ETC

Tecnao

Avda. Zona Franca, 22 - Tel. 23 67 33 - CADIZ

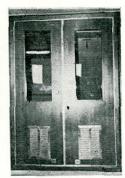




PUERTAS CLASE B



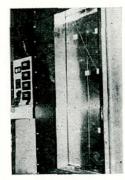
PUERTA CIERRE RAPIDO



PUERTA SALON



PUERTA ESTANCA



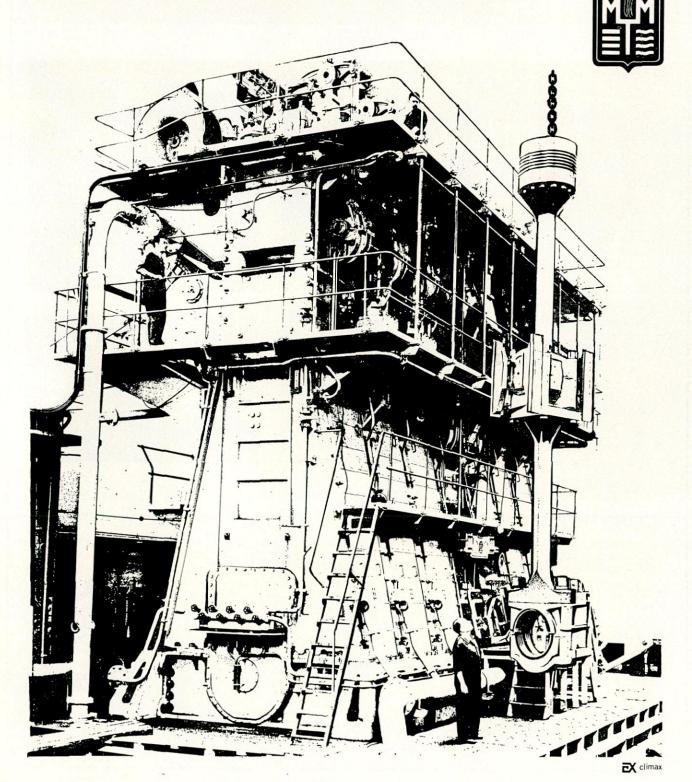
PUERTA DOBLE HOJA CORREDERA CLASE A60 (Prueba de horno)

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

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

LA MAQUINISTA MERRESTRE Y MARITHMA. S.A.

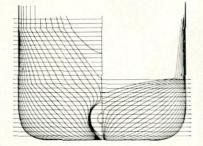
Calle Fernando Junoy, s/n / Apartado 94 / Teléfono 207.57.00 / Telegramas MAQUINISTA / Telex 5539 MAQUI / Barcelona-16



S. A. JULIANA

CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S. A.)







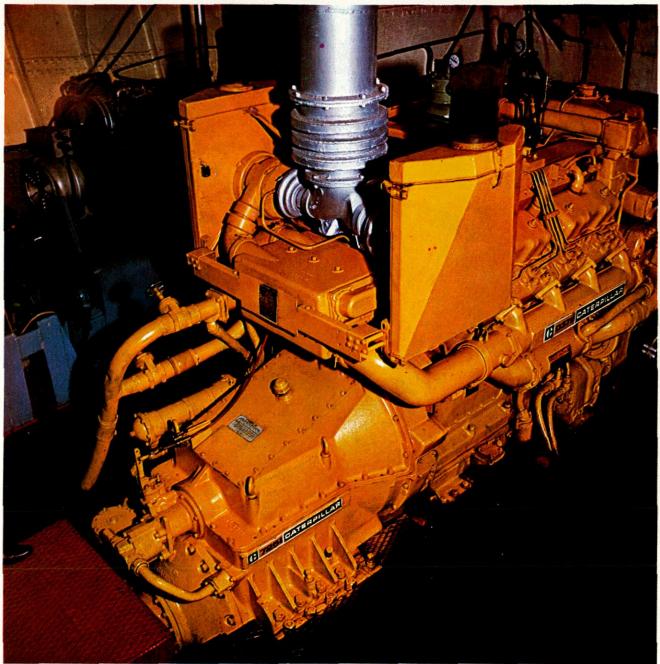


CONSTRUCCION de todo tipo de buques hasta 15.000 Tons. PM. REPARACION de buques hasta 25.000 Tons. PM.

DIQUES SECOS de 125 y 170 m. DOS GRADAS de 180 m.



motore/marino/ CATERPILLAR







CENTRAL:

Doctor Esquerdo, 136. Teléf. 433 05 00. (15 líneas) MADRID-7.

ARGANDA - BARCELONA - VALENCIA - BILBAO - OVIEDO - SEVILLA - TENERIFE LAS PALMAS - ZARAGOZA - MALAGA - LERIDA - PALMA DE MALLORCA

TURBOGENERADORES BROTHERHOOD también producen la energia eléctrica del B/T "BARCELONA" uno de los petroleros mayores

La energía eléctrica del mar se produce
B/T BARCELONA* en la mar se produce
In a caldera de recorricipal proporciona
Una caldera de recorricipal proporciona
In a caldera de recorri

Armadores: Fletamentos Marítimos, S.A. Madrid, España. Constructores: Astilleros Españoles, S.A. Cádiz, España.

Motor Principal: Astilleros Españoles, S.A. Manises – B & W 8K 98 FF.

Pida nuestras publicaciones

BPTG/71 - Grupos turbogeneradores de contrapresión

CTG/68 - Grupos turbogeneradores autónomos y completos

WHR/70 - Grupos turbogeneradores para instalación en motonaves

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

PETER BROTHERHOOD LIMITED

Peterborough PE4 6AB, England Tel: 0733 71321 Telex: Brotherhd Pboro 32154

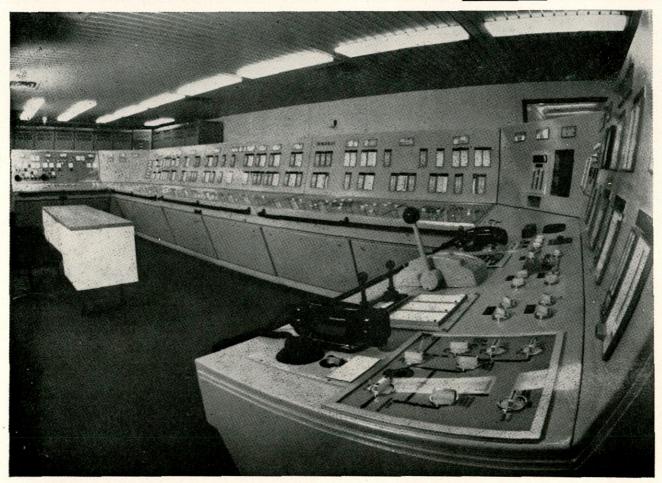
London Office: Abbott House, 1-2 Hanover Street, London, W1R 9WB. Telephone: 01-437 6106/7/8.

MANUFACTURERS OF STEAM TURBINES COMPRESSORS SPECIAL PURPOSE MACHINERY

SIEMENS

Automatización naval

de <u>una sola</u> marca en <u>una sola</u> técnica con <u>un solo</u> sistema



Tanto para petroleros propulsados por motor diesel o por turbina, como para buques portacontainers, frigoríficos, etc.

Siemens ofrece una técnica unificada de automatización para:

- Propulsiones por motores diesel, turbinas de vapor o gas y hélices de paso fijo o variable.
- Plantas generadoras eléctricas.
- Servicios auxiliares.
- Carga y descarga de petroleros.

La automatización a cargo de una sola firma con la consiguiente normalización de elementos, ofrece como ventajas:

- Puesta en servicio rápida
- Mantenimiento sencillo
- Volumen de repuestos reducido.

y lo más importante:

El astillero y el armador tíenen un interlocutor único.

Siemens ha automatizado hasta ahora más de 600 buques de las más diversas características.

Si Vds. desean más detalles, les rogamos se dirijan a;

Siemens, S. A. - Dpto. Naval Orense, n.º 2 - Madrid-20

729

con equipos Siemens





ASTILLEROS DE HUELVA, S. A.

CONSTRUCCIONES Y REPARACIONES NAVALES

CONSTRUCCION DE MAQUINILLAS DE PESCA DE DISEÑO PROPIO

- 3 GRADAS DE CONSTRUCCION HASTA 1.000 T. R. B.
- 4 VARADEROS DE REPARACIONES HASTA 700 T. R. B.
- 350 METROS DE MUELLE DE ATRAQUE

BUQUES ENTREGADOS EN EL AÑO 1974

Nombre del buque	T. R. B.	Nombre del buque	T. R. B.
«SIGLUVIK SI-2»	525,28	«NAVIJOSA QUINTO»	447,50
«CIPI»	269,75	«PESQUERA ONUBENSE TERCERO»	288,23
«PESQUERA ONUBENSE PRIMERO»	281.92	«PESQUERA ONUBENSE CUARTO»	288,23
«PESQUERA ONUBENSE SEGUNDO»	281.87	«MAPOSA PRIMERO»	447,50
«SANTA MARIA SEGUNDO»	272.47	«VIKI SEGUNDO»	288,23
«RIBAROSA TERCERO»	270.83	«SOO YANG»	850.00
«ARRIROSA»	267.83	«GALGO» (*)	269,54
«RIBAROSA CUARTO»	270.83	«AQUILES» (*)	270.56
«PEGAGO SEGUNDO»	447.50	«RIBAROSA SEGUNDO» (*)	213.08
«LIMON VERDE»	213.08	«VISI SEGUNDO» (*)	270.56
«MARVASA PRIMERO»	271.88	«GALGOFER» (*)	269,54
«MARVASA SEGUNDO»	269.18	«PUERTO DE PALOS» (*)	149.04
«ALVAREZ ENTRENA TRECE»	290,57	«JORAMA» (*)	270,56

^(*) Cascos construidos en nuestros Astilleros Neptuno, S. A.

Glorieta Norte, s/n. - Teléfonos 21 44 00 (centralita)-21 38 25-21 46 51 Tèlex núm. 75541 ASHV E. H U E L V A

editerráneas, s.a.

MANUFACTURAS METALICAS MEDITERRANEAS. S. A.



Domicilio Social y Fábrica: Avda. de Elche, 15 - Alicante
Teléfonos 22 01 01 - 22 01 02 - 22 01 03 - 22 53 41 - 22 53 42 y 22 53 43 - Telex 66188 MMAL. E

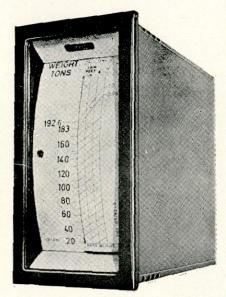
DELEGACIONES:

NOROESTE-La Coruña.—Médico Durán, 9, bajo-Tel. 232846 NORTE-San Sebastián.—Paseo Duque de Mandas s/n. Edificio Torre Atocha - Tel. 42 86 86 - Telex 36393 MAME. E NORDESTE-Barcelona.—Av. Generalísimo, 674-Tel. 2044399 LEVANTE - Valencia. — Ciscar, 15 - Tels. 33 65 14 y 27 83 05 CENTRO - Madrid. — Maestro Victoria, 6 - Tels. 231 16 53 y 231 14 22 SUR - Sevilla. — Virgen de Setefilla, 10 - Teléfono 27 49 10 Telex 72628 MMS. E

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



INDICADOR DE NIVEL

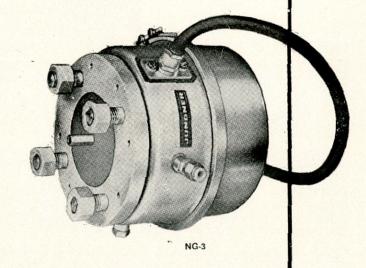


SHE-7-2

El equipo medidor consiste en un instrumento indicador SHE-7-2 y un monitor o transmisor NG-3, estanco al agua.

La transmisión de la medición se hace por medio de un sistema sincro (NIFE-GON). La corriente se toma de la red de a bordo por medio de un transformador. La distancia entre el transmisor y el indicador no tiene ninguna influencia sobre la exactitud, como tampoco las posibles variaciones en frecuencia y voltaje, siendo la exactitud mejor que un + 3%.

El medidor de nivel tipo NM-1-3 está diseñado para obtener indicaciones precisas y seguras del nivel de líquidos en depósitos o tanques (e.d. la cantidad de líquido existente). El instrumento reemplaza el sistema de sonda manual y es adecuado para emplear en tanques de fuel-oil. El medidor NM-1-3 está aprobado para empleo en tanques con líquidos con un punto de inflamación superior a 65° C (150° F), con temperaturas no superiores a 70° C (160° F).



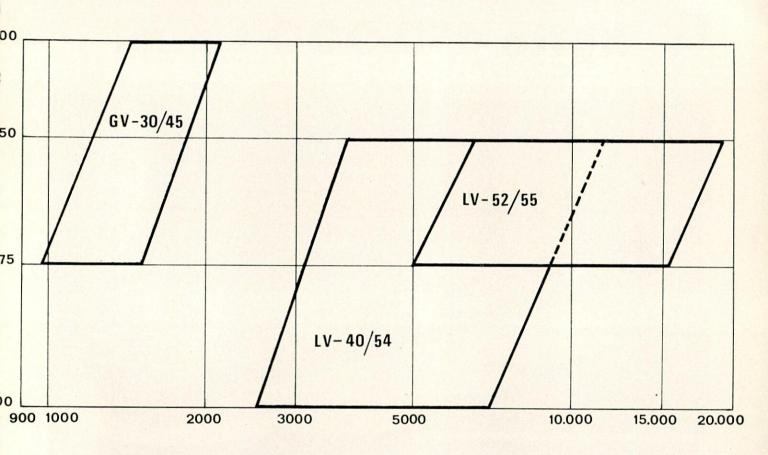
Fabricado en España bajo licencia y distribuido por



NIFE ESPAÑA, S. A.

Hermosilla, 117 - MADRID-9 Tel. 401 73 50 - Telex: ANIFE-E 23018

motores semirrápidos M



Los motores semirrápidos **M · A · N** en los tipos GV 30/45, a 514 r.p.m., y L·V 40/54 y L·V 52/55, a 450 r.p.m., construidos en España bajo licencia, cubren la gama de potencias entre 1.470 y 18.990 CV., permitiendo cualquier tipo de combinación hasta llegar a las mayores potencias exigidas. M • A • N ha diseñado sus motores ofreciendo la máxima potencia en el menor espacio, con la calidad y experiencia avalada por 5.450.000 CV. construidos por M · A · N v sus licenciados.

PASCH Y GIA SAL

BILBAO Alameda de Recalde, 30 **MADRID**

Capitán Haya, 9 BARCELONA

Tusset, 8-10

GIJON

General Mola, 52

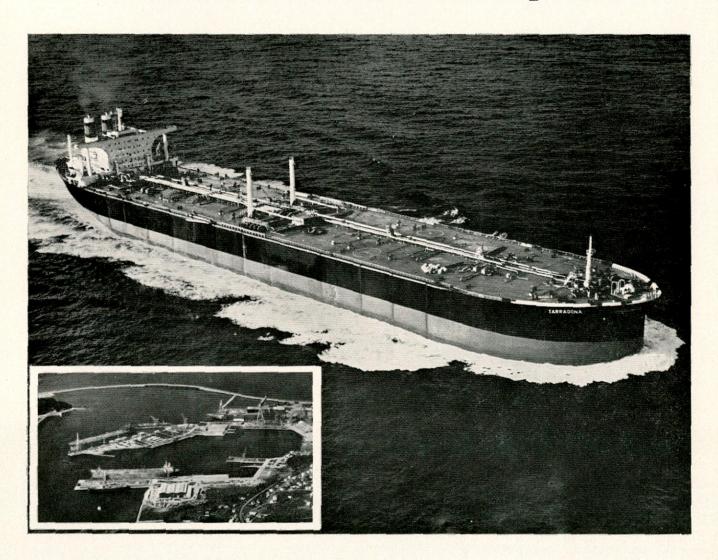






ASTANO

CONSTRUCCION DE BUQUES harta 450.000 t.p.m.



Astilleros y Talleres del Noroeste, S. A.

OFICINA CENTRAL:

GENERAL PERON, 29 · MADRID-20

TELEFONO: 455 49 00

TELEGRAMAS: ASTANO-MADRID



ASTILLERO:

EL FERROL DEL CAUDILLO TELEFONO: 34 07 00

TELEGRAMAS: ASTANO-FERROL

PARA UNA RAPIDA RESPUESTA: TELEX 27608-E





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

FUNDADOR:

Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE ASESOR

Francisco García Revuelta, Ingeniero Naval. Angel Garriga Herrero, Ingeniero Naval. José Manuel de Puelles Benítez, Ingeniero Naval. Ricardo Rodríguez Muro, Ingeniero Naval.

DIRECCION Y ADMINISTRACION

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

Dirección postal: Apartado 457. Teléfs. 244 06 70 244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

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

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

PUBLICACION MENSUAL

Depósito legal: M. 51 - 1958 Gráficas San Martín. Norte, 12. Madrid-8

AÑO XLIII-NUM, 483 SEPTIEMBRE 1975

INDICE DE MATERIAS

Artículos	Técnicos	
	Sobre la determinación de parámetros mecánicos en placas con rigidizadores, por el Ing. Dr. Patricio A. A. Laura	464
	El comportamiento estático y dinámico de hélices, por el Dipl. Ing. Richard Dien	471
	pesqueros, por Fernando Micó Pérez de Diego, Fernando Llo- pis Torija y Alberto Ruiz Montero	480
	modelos, por Amalio Muñoz Fernández y José Antonio Parrilla Belmonte	484
Noticias		
	BARCOS	
	Entrega del patrullero «Lazaga»	495 496 496 497
	Los precios de los buques	500
	Buques de serie	500
	Frigorificos con ordenador a bordo	501
	ASTILLEROS	
	La situación al final del primer semestre de 1975	502
	Las ayudas a la construcción naval en la C. E. E	503
	La AWES y los japoneses	504
	Noticias de Japón	505
	Cuba contrata buques en Europa	506 506
	Integración vertical	506
	Puesta de quilla del primer petrolero de 592.600 TPM	506
	REUNIONES Y CONFERENCIAS	
	XII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval	507 509 509
	VIDA PROFESIONAL	
	Concurso-oposición para ingreso en el Cuerpo de Ingenieros Navales	509
	VARIOS	
	Mejora del rendimiento de las turbinas de gas G. E	510
	Taller automático de tubos	510
	Nuevo tramo del Canal de Suez	510 510
	Nuevo vehículo británico para la exploración del fondo subma-	310
	rino	511
	Una hélice de 72 toneladas	511 511
	Influencia de la reducción de velocidad sobre el consumo de	
	combustible y la capacidad de transporte	511
	cepto SEVIMAR)	512
	Navales	513
Portada		

Portad

Pesquero tipo 25,5 R., de Construcciones Navales Santodomingo.

SOBRE LA DETERMINACION DE PARAMETROS MECANICOS EN PLACAS CON RIGIDIZADORES

Por el Ing. Dr. Patricio A. A. Laura (*)

SUMARIO

En el presente trabajo se expone un procedimiento aproximado y sumamente sencillo para calcular esfuerzos estáticos y dinámicos en placas con rigidizadores que ofrece algunas ventajas con respecto al clásico método de la "placa ortótropa".

CONTENIDO

Introducción.

Determinación de la frecuencia fundamental de vibración de placas rectangulares empotradas elásticamente y que soportan masas concentradas.

Vibraciones de placas rectangulares sometidas a esfuerzos en su plano.

El problema de flexión de placas con refuerzos.

Referencias.

Introducción

El uso de placas metálicas con refuerzos que en general consisten en vigas soldadas o fijadas mediante remaches a la placa, es de interés en varias aplicaciones de la ingeniería, especialmente en la industria naval.

Existen varios procedimientos analíticos y/o numéricos para estudiar el problema:

a) El método de la aproximación ortótropa que equivale desde el punto de vista matemático a reemplazar el operador biarmónico

$$D \nabla^4 = D \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial}{\partial y^4} \right)$$

por el operador biarmónico ortótropo:

$$\nabla^4_o = D_x \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 D_{xy} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4}{\partial y^4}$$

b) Método numérico tales como diferencias finitas y elementos finitos que deben ser implementados en una computadora digital.

El primer procedimiento (1) requiere la determinación analítica o experimental de los coeficientes D_x , D_y y D_{xy} . El segundo enfoque es el más preciso y racional, pero está fuera del alcance del ingeniero de diseño que no tiene una computadora digital a mano y, por otra parte, requiere familiaridad con los métodos numéricos mencionados.

En la presente publicación se propone un método aproximado sumamente sencillo en su concepto y aplicación. Como primera aproximación se puede trabajar con el primer término de una expansión en series de polinomios obteniéndose expresiones para los corrimientos y momentos flectores que permiten determinaciones numéricas que pueden ser efectuadas con regla de cálculo.

El procedimiento es completamente general, válido para cualquier número de refuerzos o rigidizadores. Las condiciones de borde consideradas cubren un espectro muy amplio que va desde bordes simplemente apoyados a empotramientos rígidos.

El enfoque propuesto consiste en utilizar polinomios que satisfacen las condiciones de borde pero no a la ecuación diferencial gobernante. La función error o residual es luego minimizada mediante el criterio de Galerkin.

Con el objeto de ilustrar la precisión y confiabilidad del método se presenta primeramente una reseña de aplicaciones realizadas por el autor y sus colaboradores en diversos problemas de placas: vibraciones de placas con masas concentradas; determinación de esfuerzos dinámicos; análisis de diversos modos de vibración cuando la placa está sometida a fuerzas en el plano, etc.

^(*) Investigador científico. Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas. Profesor de la Universidad Nacional del Sur, Argentina.

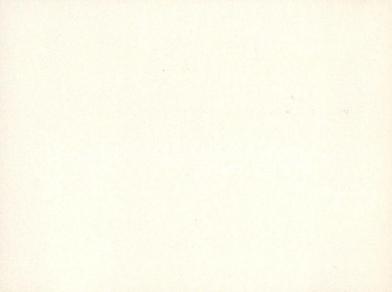
⁽¹⁾ Este enfoque es válido si las dimensiones de los rigidizadores y las distancias que guardan entre sí son del orden del espesor de la placa. Por ejemplo, no es aplicable si se coloca un rigidizador solamente,

Fe de erratas

En la página 465 las dos fórmulas [5b] deben sustituirse por las [5a] y [5b] siguientes:

$$g_{ix} = (a/2)^{i-1} \int_{-a/2}^{a/2} X^{(i} X dx$$
 ; [5a]

$$g_{iy} = (b/2)^{i-1} \int_{-b/2}^{b/2} Y^{(i} Y dy$$
 [5b]



DETERMINACIÓN DE LA FRECUENCIA FUNDAMENTAL DE VIBRACIÓN DE PLACAS RECTANGULARES EMPOTRADAS ELÁSTICAMENTE Y QUE SOPORTAN MASAS CONCENTRADAS (REFERENCIAS 1 Y 6)

En el caso de una placa isótropa y de un material que obedece la ley de Hooke, el problema de vibraciones de pequeña amplitud W(x,y,t) es descrito por la conocida ecuación diferencial

$$D \nabla^4 W - \left(N_x - \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + N_y - \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial^2 W}{\partial y^2}$$

$$- \omega^2 \rho h W - M \omega^2 \delta (x - x_0) \delta (y - y_0) = w (x, y, t)$$
[1]

donde $w(x,y,t) = W(x,y) e^{i\omega t}$, N_x y N_y son fuerzas por unidad de longitud que actúan en el plano de placa y (x_o, y_o) son las coordenadas del punto donde actúa la masa M (ver fig. 1). El signo δ denota la función delta de Dirac.

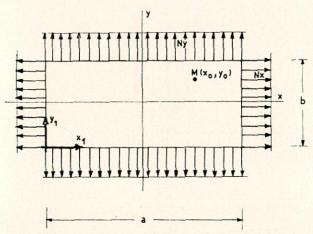


Fig. 1.—Placa rectangular elásticamente empotrada con una masa concentrada M.

Las condiciones de contorno son:

$$W(a/2,y) = W(x,b/2) = 0$$
 [2a]

$$\frac{\partial W}{\partial x}(a/2,y) = -\varnothing_x D \left[\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right]_{x=a/2}$$
 [2b]

$$\frac{\partial W}{\partial y}(x,b/2) = -\varnothing_y D \left[\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right]_{y=b/2}$$
 [2c]

siendo similares las condiciones gobernantes para x = -a/2; y = -b/2.

Los parámetros \emptyset_x , \emptyset_y son los coeficientes de giro en los apoyos. En el caso de un empotramiento rígido el coeficiente de giro es igual a cero y si el apoyo es simple su valor tiende a infinito.

Dado que es poco probable que se pueda hallar una solución exacta del problema en cuestión, resulta conveniente utilizar el método de Galerkin por el cual se aproxima a la función W mediante otra del tipo

$$W_1(x,y) = \sum_{n=1}^{N} A_n X_{1_n}(x) Y_{1_n}(y)$$
 [3]

donde las funciones X_n , Y_n satisfacen idénticamente a las condiciones de borde.

Siguiendo el enfoque de las Referencias 1 y 6 expresaremos a $X_n(x)$ y a $Y_n(y)$ en términos de polinomios. Demostraremos posteriormente que se obtiene muy buena aproximación tomando un solo término, vale decir haremos N=1.

Sustituyendo [3] en la ecuación [1] obtenemos una función error o residual $\varepsilon(x,y)$ que, en general, es diferente de cero, ya que la ecuación [3] no es una solución exacta. El método de Galerkin requiere que $\varepsilon(x,y)$ sea ortogonal con respecto a cada función coordenada $X_{1n}(x)$ $Y_{1n}(y)$.

Obtenemos de este modo un sistema homogéneo de ecuaciones lineales en los coeficientes A_n . De la condición de no trivialidad resulta un determinante-ecuación en las frecuencias naturales ω_i . Como en nuestro caso tomamos N=1, obtenemos inmediatamente el valor de la frecuencia fundamental.

$$\omega_{1} = \left\{ \frac{16 D \left(\frac{g_{4x}}{g_{ox}} + 2 \cdot \frac{g_{2x}}{g_{ox}} \cdot \frac{g_{2y}}{g_{y}} \cdot \frac{1}{\lambda^{2}} + \frac{g_{4y}}{g_{oy}} \cdot \frac{1}{\lambda^{4}} \right) - \left\{ \frac{-4a^{2} \left(N_{x} \cdot \frac{g_{2x}}{g_{ox}} + N_{y} \cdot \frac{g_{2y}}{g_{oy}} \cdot \frac{1}{\lambda^{2}} \right) - \left\{ \frac{g_{4x}}{\rho h a^{4} + 4 M \frac{a^{2}}{\lambda}} (\alpha x_{o}^{4} + \beta x_{o}^{2} + 1) (\alpha_{1} y_{o}^{4} + \beta_{1} y_{o}^{2} + 1) \right\} \right\}$$

donde

$$g_{iy} = (b/2)^{i-1} \int_{-a/2}^{a/2} Y^{(i} Y dy$$
 [5b]

$$g_{ix} = (b/2)^{i-1} \int_{-b/2}^{b/2} Y^{(i} Y dy$$
 [5b]

$$(i = 0, 2, 4, ...)$$

$$\lambda = b/a$$
 [5c]

Siguiendo a la Referencia [1] tomamos:

$$W_1(x,y) = (\alpha x^4 + \beta x^2 + 1)(\alpha_1 y^4 + \beta_1 y^2 + 1)$$
 [6]

Mediante las condiciones de contorno [2] determinamos α , β , α_1 y β_1 :

$$\alpha = \frac{1}{(a/2)^4} \frac{\varnothing'_x + 1}{5 \varnothing'_x + 1}$$
 [7a]

$$\beta = \frac{-1}{(a/2)^2} \left[1 + \alpha (a/2)^4 \right]$$
 [7b]

$$\alpha_1 = \frac{1}{(b/2)^4} \frac{\varnothing'_y + 1}{5 \varnothing'_y + 1}$$
 [7c]

$$\beta_1 = \frac{-1}{(b/2)^2} \left[1 + \alpha_1 (b/2)^4 \right]$$
 [7d]

siendo

$$\varnothing'_x = \varnothing_x D/a/2$$
; $\varnothing'_y = \varnothing_y D/b/2$ [8a,b]

Las expresiones g_{ix} , g_{iy} son determinadas inmediatamente, resultando:

$$g_{ox} = \frac{8}{15} \left(\frac{\alpha'^2}{21} - \frac{2}{7} \alpha' + 1 \right)$$
 [9a]

$$g_{oy} = \frac{8}{15} \left(\frac{\alpha'_1^2}{21} - \frac{2}{7} \alpha'_1 + 1 \right)$$
 [9b]

$$g_{2x} = \frac{4}{3} \left(-\frac{11}{35} \alpha'^2 + \frac{2}{5} \alpha' - 1 \right)$$
 [9c]

$$g_{2y} = \frac{4}{3} \left(-\frac{11}{35} \alpha'_{1}^{2} + \frac{2}{5} \alpha'_{1} - 1 \right)$$
 [9d]

$$g_{4x} = 16 \,\alpha' \left(-\frac{\alpha'}{5} + 1 \right) \tag{9e}$$

$$g_{4y} = 16 \alpha'_1 \left(-\frac{\alpha'_1}{5} + 1 \right)$$
 [9f]

donde

$$\alpha' = \alpha (a/2)^4$$
; $\alpha'_1 = \alpha_1 (b/2)^4$ [10a,b]

Con las expresiones obtenidas la determinación del "coeficiente de frecuencia fundamental": $\Omega_1^2 = \frac{h}{D} \omega_1^2 a^4$ es inmediata.

Las tablas 1 a 4 muestran una comparación de resultados con valores experimentales y analíticos obtenidos por otros investigadores para placas simplemente apoyadas.

Autor		Número de	Términos	
Autor	1	2	3	4
Wah (Ref. 3)	13.96	13.89	13.81	13.79
Magrab (Ref. 5)	13.871	13.767	13.745	13.737
Laura y colab. (Ref. 6)	13.96			

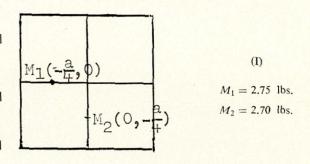
TABLA 1

Coeficiente de frecuencia $\Omega_1 = \omega \, a^2 \, \sqrt{\rho \, h/D}$ para una placa cuadrada simplemente apoyada con una masa puntual $M = \rho \, h \, a^2/4$ colocada en el centro (Ref. 6).

Peso	Stokey y So	Laura y colab		
concentrado (libras)	Teórico (Hz)	Experimental (Hz)	(Hz) (Ref. 6)	
2	23.5	23.4	24.38	
4	18.0	17.5	18.71	
6	15.1	15.0	15.76	
8	13.2	13.2	13.87	
10	11.9	12.0	12.53	
12	11.0	11.0	11.51	

TABLA 2

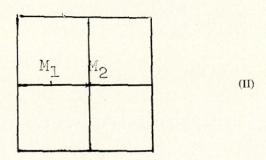
Frecuencia fundamental (en Hz) para una placa cuadrada simplemente apoyada en función de una masa colocada en el centro (placa de aluminio de 20 pulgadas de lado y 0.091 pulgadas de espesor) (Ref. 6).



	rowski (Ref. 4)	Laura y colab. (Ref. 6)
Teórico (Hz)	Experimental (Hz)	Teórico (Hz)
20.1	18.0	18.95

TABLA 3

Comparación de valores de frecuencia fundamental (I) de una placa cuadrada simplemente apoyada (placa de aluminio de 20 pulgadas de lado y 0.091 pulgadas de espesor) (Ref. 6).



, , 110	rowski (Ref. 4)	Laura y colab. (Ref. 6)
Teórico (Hz)	Experimental (Hz)	Teórico (Hz)
17.9	15,5	17.5

TABLA 4

Comparación de valores de frecuencia fundamental (II) de una placa cuadrada simplemente apoyada (Ref. 6).

Es de interés señalar el hecho de que los enfoques analíticos utilizados por otros autores son considerablemente más complejos y además son aplicables a placas simplemente apoyadas y sin esfuerzos en el plano.

Notamos, por otra parte, que la precisión es muy buena desde el punto de vista del ingeniero de diseño.

Conviene puntualizar el hecho de que el modelo matemático que utilizamos no tiene en cuenta la inercia rotatoria de la masa colocada sobre la placa.

VIBRACIONES DE PLACAS RECTANGULARES SOMETIDAS A ESFUERZOS EN SU PLANO

Resulta de interés comparar resultados publicados previamente en la literatura técnico-científica con valores calculados por el método de Galerkin cuando se han utilizado aproximaciones polinómicas (Ref. 1).

	Pará		uencia de una p te apoyada	laca	Parámetros de frecuencia de una placa empotrada			placa
$\frac{N \cdot a^2}{\pi^2 \cdot D}$	$\omega_{11} a^2 \sqrt{\rho 1/D}$ $\omega_{12} a^2 \sqrt{\rho 1/D}$ (1)		/ ρ1/D (1)	$\omega_{11} a^2 \sqrt{\rho 1/D}$				
	Exacto	Ref. 1	Exacto	Ref. 1	Ref. 7	Ref. 7	Ref. 8	Ref. 1
5	36.928	36.935	69.788	70.033	49.580	49.847	49.628	49.803
10	48.350	48.357	85.473	85.708	59.922	60.392	60.019	60.537
15	57.549	57.556	98.696	98.930	68.580	69.271	68.566	69.635
20	65.467	65.474	110.34	110.58	76.124	77.088	<u> </u>	77.675
30	78.96	78.964	130.56	130.81	89.268	90.656	_	91.663
50	100.65	100.66	163.67	163.94	110.60	112.90	_	114.63
100	140.96	140.98	226.14	226.47	148.26	154.98	_	158.06
200	198.38	198.39	315.98	316.41	207.79	215.69	_	220.61

TABLA 5

Parámetros de frecuencia de placas cuadradas simplemente apoyadas y empotradas sometidas a un estado hidrostático de tracción $(N_x = N_y = N)$. (Ver Ref. 1).

⁽¹⁾ Corresponde al modo de vibración que presenta una línea nodal coincidente con el eje x (ó y).

	7			w 62 √	P1/D		
b/a	g _x	1	(A)	1	(3)		(c)
	øy	Ref. 9	Ref. 1	Ref. 9	Ref. 1	Ref. 9	Ref. 1
1.0	0	35.9	36.00	73.41	74.30	108.3	108.59
	0,10	31.09	31.09	0+.31	04.97	95.85	96.17
	∞	19.74	19.75	49.35	49.63	78.96	79.40
0.90	0	32.67	32.68	62.29	62.91	98.14	98.46
	0.10	28.21	28.21	54.57	55.04	86.85	87.17
	∞	17.86	17.87	41.85	42.07	71.46	71.86
0.80	0	29.08	29.91	52.52	52.93	89.40	89.78
i	0.10	25.80	25.81	46.02	46.33	79.06	79.41
	∞	16.19	16.19	35.14	35.31	64.74	65.11
0.60	0	25.90	25.94	37.28	37.38	75.94	76.60
	0.10	22.30	22.33	32.58	32.67	66.96	67.47
	∞	13.42	13.43	24.08	24.17	53.69	54.02
0.40	0	23.65	23.73	27.81	27.83	-	-
	0.10	20.30	20.35	24.15	24.16	-	-
	∞	11.45	11.46	16.19	16.22		-

TABLA 6

Comparación de parámetros de frecuencia de placas rectangulares ($N_x = N_y = 0$). (Ver Ref. 1).

En la tabla 5 se muestran valores de coeficientes de frecuencias para placas cuadradas simplemente apoyadas y empotradas sometidas a un estado hidrostático de tracción $N_x = N_y = N$, mientras que la tabla 6 contiene una comparación de resultados para el caso de placas elásticamente empotradas.

Con respecto a la determinación de corrimientos y esfuerzos dinámicos en placas sometidas a excitación forzada se debe aclarar que es muy poca la informa-

ción contenida en la literatura técnico-científica conocida (Ref. 10), constituyendo la Referencia 11 una de las pocas investigaciones realizadas sobre el problema de vibraciones de placas rectangulares (1).

	a/b = 1	a/b =	2
$W(x_1, y_1) \cdot \frac{D}{p_o \cdot a^4}$ máx.	0.004062	0.000633	(1)
$W(x_1, y_1) \cdot \frac{D}{p_o \cdot a^4}$ máx.	0.0041	0.00066	(2)
$M_x(x_1, y_1)/p_o a^2$ máx.	0.047950	0.011600	(1)
$M_x(x_1, y_1)/p_o a^2$ máx.	0.0516	0.01397	(2)
$M_y(x_1, y_1)/p_o a^2$ máx.	0.047950	0.025425	(1)
$M_y(x_1, y_1)/p_o a^2$ máx.	0.0516	0.0273	(2)

TABLA 7

Placa simplemente apoyada sometida a una carga estática. (1): Solución exacta; (2): Solución aproximada (Ref. 15). NOTA: Los ejes $x_1 - y_1$ son mostrados en la figura 1.

⁽¹⁾ El caso de vibraciones forzadas de placas circulares ha sido tratado exhaustivamente por H. Reismann y colaboradores (ver Ref. 12).

La tabla 7 muestra una comparación de valores en el caso de una placa rectangular simplemente apoyada sometida a una carga estática uniformemente distribuida de intensidad p_o . Se ha utilizado un solo término en la aplicación del método de Galerkin, mientras que los valores exactos han sido computados utilizando el conocido enfoque de Levy.

En el caso de una placa cuadrada la diferencia entre valores de los momentos flectores máximos es del orden del 9 por 100. Tomando 4 términos en la ex-

		Valores exactos	Valores o mediante e do de Ga	
x_1/a	y ₁ /b	$W(x_1,y_1)/p_0a^4/D$	$W(x_1,y_1)$	$p_o a^4/D$
0.5	0.2	0.002704	0.0027	
0.5	0.3	0.003669	0.0036	ω_1
0.5	0.5	0.004473	0.0045	=
0.2	0.5	0.002704	0.0027	0.30
0.3	0.5	0.003669	0.0036	
0.5	0.2	0.003278	0.0032	
0.5	0.3	0.004458	0.0044	$\omega \omega_1$
0.5	0.5	0.005448	0.0055	=
0.2	0.5	0.003278	0.0037	0.50
0.3	0.5	0.004458	0.0044	
0.5	0.2	0.006810	0.0068	
0.5	0.3	0.009319	0.0093	ω/ω_1
0.5	0.5	0.01145	0.0115	=
0.2	0.5	0.006810	0.0068	0.80
0.3	0.5	0.009319	0.0093	

TABLA 8

Placa cuadrada simplemente apoyada: Comparación de amplitudes de corrimiento en el caso de excitación dinámica (Ref. 15)

		Valores	exactos	Valores mediante do de (obtenidos el méto- Galerkin	
		$M_{y_1}(x_1y_1)$	$M_{y_1}(x_1y_1)$	$M_{x_1}(x_1y_1)$	$M_{y_1}(x_1y_1)$	
x_1/a	y_1/b	p_0 , a^2	$p_{_{\rm O}}$. a^2	$p_o \cdot a^2$	$p_{_{\scriptsize O}}$. a^2	ω/ω_1
0.25	0.5	0.04264	0.03887	0.042	0.040	
0.5	0.5	0.05314	0.05314	0.056	0.056	0.30
0.25	0.5	0.05150	0.04819	0.051	0.049	
0.5	0.5	0.06561	0.06566	0.068	0.068	0.50
0.25	0.5	0.1061	0.1027	0.106	0.103	
0.5	0.5	0.1426	0.1426	0.143	0.143	0.80

TABLA 9.a

Placa cuadrada simplemente apoyada: Comparación de amplitudes de momentos flectores.

		Valores exactos		Valores obtenidos mediante el méto- do de Galerkin			
		$M_{x_1}(x_1y_1)$	$M_{y_1}(x_1y_1)$	$M_{x_1}(x_1y_1)$	$M_{y_1}(x_1^{}y_1^{})$		
x_1/a	y ₁ /b	$p_{_{\rm O}}$. a^2	P_O . a^2	$p_o \cdot a^2$	$p_{o} \cdot a^{2}$	$\omega \; \omega_1$	
0.25	0.5	0.01243	0.02216	0.011	0.021		
0.5	0.5	0.01297	0.02818	0.015	0.030	0.30	
0.25	0.5	0.01488	0.02688	0.013	0.026		
0.5	0.5	0.01628	0.03475	0.018	0.036	0.50	
0.25	0.5	0.02978	0.05582	0.028	0.054		
0.5	0.5	0.03695	0.07541	0.038	0.075	0.80	

TABLA 9.b

Placa rectangular (a/b = 2) simplemente apoyada: Comparación de amplitudes de momentos flectores (Ref. 15).

	a - b	Método exacto (Ref. 13)	Mét. aprox. de Galerkin (i=1,2; j=1,2) (Ref. 14)	Mét. aprox. de Galerkin (i=1,2; j=1,2) (Ref. 15)
$W(0,0) \frac{D}{p_o a^4}$	1 2 3	6.0126 0.000159 0.0000321	0.0125 0.000156 0.000031	0.00126 0.000156 0.0000307
$M_x(0,0) \frac{1}{p_o a^2}$	1 2 3	0.0231 0.00395 0.00139	0.0225	0.0228 0.00357 0.00104
$M_{y}(0,0) \frac{1}{p_{o} a^{2}}$	1 2 3	0.0231 0.0103 0.00463	0.0225 0.0097 0.004	0.0228 0.0101 0.00437
$M_x(0.5,0) \frac{1}{p_o a^2}$	1 2 3	-0.0513 -0.0143 -0.00634	0.0525 	0.0512 0.0126 0.00412
$M_y(0.5,0) \frac{1}{p_o a^2}$	1 2 3	0.0513 0.0207 0.00925	0.0525 0.02 0.01	0.0512 0.0203 0.00867

TABLA 10

Comparación de parámetros estáticos de placas con bordes empotrados (Ref. 15).

pansión polinómica se tiene una diferencia menor al 1 por 100 (Ref. 16). Es evidente que para un cálculo rápido bastaría tomar un solo término si la placa es cuadrada.

Se observa que la precisión es excelente en el caso de excitación dinámica cuando se comparan los valores de corrimientos (tabla 8).

Las tablas 9(a) y (b) muestran comparaciones de valores de momentos flectores dinámicos en diversos

puntos de una placa cuadrada y otra rectangular (a/b = 2). La concordancia entre valores exactos y aproximados es muy buena desde el punto de vista práctico.

El caso de la placa empotrada rígidamente es tratado en la tabla 10.

EL PROBLEMA DE FLEXIÓN DE PLACAS CON REFUERZOS

Para mayor generalidad se considerará el caso de excitación dinámica y se supondrá que la placa está empotrada elásticamente.

Conviene analizar primeramente el caso de un solo refuerzo (fig. 2). El análisis de problemas en que hay un número N de refuerzos paralelos al eje "y" y M refuerzos en la dirección "x" no presenta ninguna dificultad.

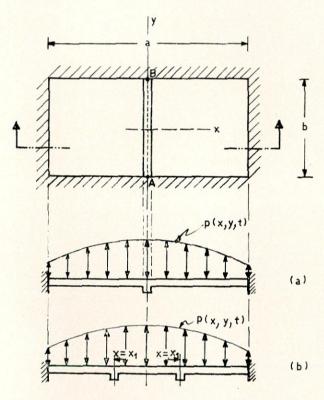


Fig. 2.-Placa rectangular elásticamente empotrada con rigidizadores.

Procediendo en forma similar a la seguida en el caso de masas puntuales, se supondrá que el refuerzo actúa "concentrado" a lo largo del segmento AB. La ecuación diferencial gobernante es, por consiguiente:

$$D \nabla^4 w + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \left[EI \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right] \times \delta (x) = p (x,y,t)$$
[11]

donde I es el momento de inercia de la sección de refuerzo con respecto al plano medio de la placa (1) y A es su sección.

Si $p(x,y,t) = p_1(x,y) e^{i\omega t}$, se puede expresar a la función corrimiento w(x,y,t) en la forma

$$w(x,y,t) = W(x,y) e^{i\omega t}$$
 [12]

Sustituyendo en [11] resulta

$$D \nabla^4 W - \rho h \omega^2 W + \left[EI \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} - \rho A \omega^2 W \right] \times \delta(x) = p_1$$
 [13]

En el caso de un problema estático $\omega = 0$ y la ecuación [13] se reduce a:

$$D \nabla^4 W + EI \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \delta(x) = p_1$$
 [14]

Si la fuerza por unidad de área es constante, v.g., $p_1 = p_o$ de la ecuación [14], resulta

$$D \nabla^4 W + EI \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \delta(x) = p_o = \text{constante}$$
 [15]

Adoptando como solución aproximada al polinomio:

$$W \simeq W_1 = W_0 (\alpha x^4 + \beta x^2 + 1) (\alpha_1 y^4 + \beta_1 y^2 + 1)$$
 [16]

donde los coeficientes α , β , α_1 y β_1 están dados por las ecuaciones [7], y aplicando el método de Galerkin, resulta

$$W_o = \frac{p_o f_1 f_2}{24 D (\alpha f_1 g_2 + \alpha_1 g_1 f_2 + 1/3 h_1 h_2) + 12 El \alpha_1 f_2} [17]$$

donde:

$$f_1 = \alpha \frac{a_1^5}{5} + \beta \frac{a_1^3}{3} + a_1$$
 [18a]

$$f_2 = \alpha_1 \frac{b_1^5}{5} + \beta_1 \frac{b_1^3}{3} + b_1$$
 [18b]

$$g_t = \alpha^2 \frac{a_1^9}{9} + \beta^2 \frac{a_1^5}{5} + 2\alpha \beta \frac{a_1^7}{7} + 2\alpha \frac{a_1^5}{5} + 2\beta \frac{a_1^3}{3} + a_1 \quad [18c]$$

$$g_2 = \alpha_1^2 \frac{b_1^9}{9} + \beta_1^2 \frac{b_1^5}{5} + 2\alpha_1 \beta_1 \frac{b_1^7}{7} + 2\alpha_1 \frac{b_1^5}{5} + 2\beta_1 \frac{b_1^3}{3} + b_1 \quad [18d]$$

$$h_1 = 6 \alpha \frac{2 a_1^7}{7} + 7 \alpha \beta \frac{a_1^5}{5} + 2 \alpha a_1^3 + \beta^2 \frac{a_1^3}{3} + \beta a_1$$
 [18e]

$$h_2 = 6 \alpha_1^2 \frac{b_1^7}{7} + 7 \alpha_1 \beta_1 \frac{b_1^5}{5} + 2 \alpha_1 b_1^3 + \beta_1^2 \frac{b_1^3}{3} + \beta_1 b_1$$
 [18f]

siendo:

$$a_1 = a/2$$
 ; $b_1 = b/2$ [19]

Las ecuaciones [16] y [17] permiten la determinación aproximada de la función corrimiento W(x,y)y de los esfuerzos en la placa. Por ejemplo, los momentos flectores M_x y M_y resultan:

$$M_x = -D W_o [(12 \alpha x^2 + 2 \beta) + \mu (12 \alpha_1 y^2 + 2 \beta_1)]$$
 [20a]

$$M_v = -D W_o [(12 \alpha_1 y^2 + 2 \beta_1) + \mu (12 \alpha x^2 + 2 \beta)]$$
 [20b]

⁽¹⁾ Ver Referencias 17 y 18.

Es importante poner énfasis en el hecho de que las expresiones aproximadas obtenidas permiten calcular corrimientos y esfuerzos para condiciones muy generales.

Si se colocan dos refuerzos simétricos con respecto al eje "y" (fig. 2b), el procedimiento es análogo, debiéndose incluir ahora los términos

$$\left[EI \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \delta(x - x_1) + EI \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \delta(x + x_1)\right]$$

en la ecuación [15] en lugar del término $EI \frac{\partial^4}{\partial y^4}(x)$.

Se debe recordar que por la propiedad de "filtro" de la función delta de Dirac se verifica:

$$\int_{-a_1}^{a_1} (\alpha x^4 + \beta x^2 + 1) \delta(x - x_1) dx = \alpha x_1^4 + \beta x_1^2 + 1 \quad [21]$$

La expresión [17] se convierte ahora en:

$$W_o = \frac{1}{24} \frac{p_o f_1 f_2}{D (\alpha f_1 g_2 + \alpha_1 g_1 f_2 + 1/3 h_1 h_2) + EI \alpha_1 X^2 (x_1) f_2} [22]$$

donde

$$X^{2}(x_{1}) = (\alpha x_{1}^{4} + \beta x_{1}^{2} + 1)^{2}$$
 [23]

Si hay N refuerzos colocados simétricamente con respecto al eje "y" en coordenadas $+ x_i$ (y consecuentemente en coordenadas $- x_i$) de la expresión [22] se obtiene:

$$W_o = \frac{1}{24} \frac{p_o f_1 f_2}{D (\alpha f_1 g_2 + \alpha_1 g_1 f_2 + 1/3 h_1 h_2) + EI \alpha_1 f_2 \sum_{i=1}^{N} X^2 (x_i)}$$
[24]

El mismo procedimiento desarrollado previamente es válido en el caso de excitación dinámica (1).

REFERENCIAS

- P. A. A. LAURA y E. ROMANELLI: "Vibraciones de placas rectangulares empotradas elásticamente en sus cuatro bordes y sometidas a un estado biaxial de tensiones". Publicación n.º 74-1. Laboratorio de Mecánica de Sólidos (UNS-CONICET), 1974. Trabajo publicado en el Journal of Sound and Vibration.
- P. A. A. LAURA, J. L. POMBO, M. J. MAURIZI Y OTROS: Conceptos y aplicaciones de dinámica estructural. Publicación n.º 74. Laboratorio de Mecánica de Sólidos (UNS-CONICET), 1974.

- T. Wah: "Natural frequencies of plate-mass systems". Proc. Indian Soc. Theor. and Applied Mech. 1961, págs. 157-168.
- W. F. STOKEY y C. F. ZOROWSKI: "Normal vibrations of a uniform plate carrying any number of finite masses". J. Appl. Mech., vol. 26, n.º 2, junio 1959, págs. 210-216.
- 5. E. MAGRAB: J. Applied Mechanics, 1973.
- P. A. A. LAURA, E. ROMANELLI y M. J. MAURIZI: "Frequency coefficients for rectangular plates with symmetrical slope restraints carrying concentrated masses". 8th. International Congress on Acoustics, Londres, Inglaterra, 1974.
- A. WEINSTEIN y W. Z. CHIEN: "On the vibrations of a clamped plate under tension". Quart. Appl. Math., vol. 1, abril 1943, págs. 61-68.
- M. TRUBERT y W. A. NASH: "Effect of membrane forces on lateral vibrations of rectangular plates". Tech. Note n.º 2 (AFOSR-TN-60-437, CFSTI N. AD 239042). Eng. Mech. Div., University of Florida, mayo 1960.
- T. E. CARMICHAEL: "The vibrations of a rectangular plate with edges elastically restrained against rotation". Quart. J. Mech. Appl. Math., vol. 12, pt. 1, 1959, págs. 29-42.
- A. W. Leissa; Vibration of plates. NASA, SP 160, 1969.
- P. A. A. LAURA y R. DURÁN: "A note on forced vibrations of clamped, rectangular plates". Journal of Sound and Vibration, 1975.
- 12. H. REISMANN y J. E. GREENE: "Forced motion of circular plates". AFOSR-67-0565, School of Engineering, State University of New York at Buffalo, marzo 1967.
- S. TIMOSHENKO y S. WOINOWSKI-KRIEGER: "Theory of plates and shells", Mc Graw Hill Book Co., 1959.
- A. GUZMÁN, C. LUISONI y G. VENTURA: Curso de elasticidad aplicada-Placas planas. Universidad Nacional de Tucumán, Tucumán, Argentina, 1961.
- R. Durán y P. A.A. Laura: "Determinación de corrimientos y momentos flectores dinámicos en una placa plana empotrada en sus cuatro bordes". Publicación n.º 74-11, Lab. de Mecánica de Sólidos (UNS-CONICET), 1974.
- 16. E. ROMANELLI y P. A. A. LAURA: "Vibraciones forzadas de placas rectangulares empotradas elásticamente en sus cuatro bordes", I Coloquio de Vibraciones Mecánicas, Bahía Blanca, 1974.
- C. L. Kirk: "Vibration characteristics of stiffened plates". Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 2, n.º 3, págs. 242-253, 1960.
- P. A. A. LAURA y G. A. SMITH: "Vibrations of ribstiffened thin elastic plates carrying concentrated masses". The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 43, n.º 2, págs. 332-335, 1968.

⁽¹⁾ En las Referencias 2 y 11 se ha demostrado que la precisión es muy buena en el caso de vigas y placas sometidas a excitación dinámica del tipo $p_o e^{i\omega t}$.

EL COMPORTAMIENTO ESTATICO Y DINAMICO DE HELICES

Por el Dipl. Ing. Richard Dien (*)

INDICE

- 1. Introducción
- Diagrama de la hélice y otros diagramas derivados de aquél
- 3. Determinación de los puntos estáticos de funcionamiento
- 4. Variación del punto estático de funcionamiento
- 5. Aplicación del diagrama de la hélice en procesos no estacionarios
- 6. Observación no estacionaria de la hélice vibrante
- Comparación de los valores estacionarios con los valores del cálculo no estacionario
- 8. Nomenclatura
- 9. Referencia bibliográfica

1. Introducción

En el presente trabajo se expondrá el comportamiento de la hélice en el conjunto planta propulsora y resistencia del buque. Por comportamiento estático entenderemos el estado de régimen estacionario, independiente del tiempo, que se presenta después de cierto tiempo de transición, y en el que existe un equilibrio entre el momento de impulsión de la máquina motriz y el momento resistente de la hélice. A continuación se considerará el período durante el cual se llega a un nuevo estado estático a base de una modificación, por ejemplo, del suministro de energía en el lado de la impulsión. Este período tiene gran importancia para el comportamiento de la regulación de la instalación. Debido al tiempo relativamente largo se podrá representar este período mediante relaciones que resultan de la consideración estacionaria.

El estudio del régimen no estacionario se efectúa por medio de la derivación de procesos dinámicos, como, por ejemplo, de la hélice en vibración o en presencia de un flujo no uniforme y partiendo del comportamiento estático: es el así llamado cálculo casi estático. El ejemplo de la pala bidimensional vibrante, cuya solución no estacionaría se conoce, indica contradicciones con especial referencia a la amortiguación de la hélice vibrante.

En el caso de una hélice trabajando en el flujo no estacionario a popa de la carena se tratarán los límites de aplicación del cálculo cuasi estático y serán expuestos algunos de los problemas que se presentan por el hecho de tratarse de un régimen no estacionario.

El diagrama de la hélice y otros derivados de aquél

El punto de partida para la consideración estática lo forma el diagrama $K_T(J)$, $K_Q(J)$ de la hélice, figura 1. Este diagrama es válido para una hélice en flujo uniforme y representa su comportamiento en función de la velocidad del buque y del número de revoluciones. Como es costumbre, se han representado los coeficientes de par y empuje y el rendimiento del propulsor aislado. Asimismo, se ha ampliado el diagrama con otras dos curvas E_Q y E_T . Para estas variables se han inventado, algo torpemente, las denominaciones: factor excitador de empuje E_T y factor excitador de momento E_Q [1]. Con ayuda de estos valores se describe el comportamiento de funcionamiento estático y, con limitaciones, también el comportamiento dinámico de la hélice.

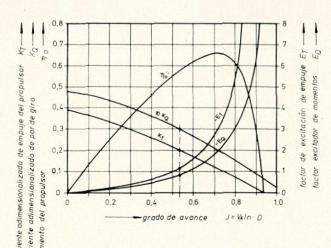


Fig. 1.-Diagrama de propulsor aislado.

^(*) Germanischer Lloyd.

Las magnitudes indicadas en el diagrama de hélice tienen el significado que a continuación se indica (al final del trabajo, en el apartado 8 se da el de los símbolos empleados):

Coeficiente de empuje del propulsor:

$$K_T := T / (\rho \cdot n^2 \cdot D^4)$$

Coeficiente de par:

$$K_O = Q / (\rho \cdot n^2 \cdot D^5)$$

Rendimiento del propulsor aislado:

$$\eta_o = K_T \cdot J / (K_O \cdot 2 \pi)$$

Grado de avance:

$$J = V_A / (n \cdot D)$$

Factor excitador de empuje:

$$E_T = \frac{-d \; K_T}{-d \; J} \cdot \frac{J}{K_T}$$

Factor excitador de momento:

$$E_Q = \frac{d K_Q}{d J} \cdot \frac{J}{K_Q}$$

El grado de avance contiene la velocidad del buque y el número de revoluciones. Por lo tanto, determina el empuje y par de la hélice, o bien los valores de K_T y K_Q inherentes a este estado de funcionamiento. Es decir, el grado de avance, que empleando el coeficiente de estela es:

$$J = V\left(1 - w\right) / nD \tag{1}$$

determina el funcionamiento de la hélice.

Mediante ensayos de autopropulsión se podrán determinar, con ayuda del diagrama del propulsor aislado, los datos de un punto de funcionamiento para una curva dada de la potencia absorbida por el buque

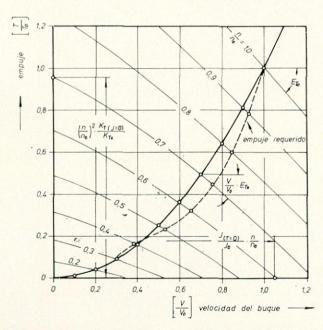


Fig. 2.—Determinación del número de revoluciones de la hélice como función de la velocidad del buque según el diagrama del propulsor de la fígura 1 para un grado de avance 0,530.

en función de la velocidad del mismo. El diagrama del propulsor en aguas libres, figura 1, se transformará en un diagrama de empujes de la hélice, denominado también diagrama T-V. La figura 2 muestra este diagrama en forma adimensional, refiriéndose velocidades y empujes a los valores máximos en el punto de funcionamiento. La curva se define por una parábola de segundo grado. Para todos los puntos de dicha parábola, la velocidad adimensional es igual al número de revoluciones adimensional del propulsor. La pendiente de las líneas $(n/n_o) = cte$ sobre la parábola está dada por la relación

$$\left(\begin{array}{c} V \\ \overline{V \ o} \end{array}\right) \cdot E_{To}$$

siendo E_{To} el factor excitador de empuje en el punto de proyecto de la hélice.

Además, los puntos del eje de ordenadas son los correspondientes a las líneas de empuje del diagrama de la hélice para J=0, es decir, los que dan el empuje ideal sobre amarras de la hélice. Los puntos del eje de abscisas son los dados por el punto de empuje cero en el diagrama de hélice. Por lo tanto, para cada número de revoluciones de la hélice la línea de empuje está indicada por 3 puntos, de modo que se podrán dibujar fácilmente.

Para la potencia de la hélice en función de la velocidad del buque se deduce del diagrama de hélice el $P_D - V$ indicado en la figura 3 con los puntos auxiliares para su construcción.

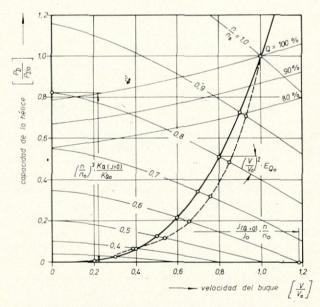


Fig. 3.—Potencia de la hélice en función de la velocidad del buque con diferentes números de revoluciones.

La base para esta construcción es una parábola cúbica, en la que es nuevamente $(n/n_o) = (V/V_o)$. El diagrama es ampliado por las líneas Q = constante. El diagrama $-P_D-V$ sirve particularmente en las condiciones de navegación, pues muestra detallada y gráficamente el comportamiento de la hélice durante la condición de servicio.

Los fabricantes de motores prefieren la representación de la potencia de la hélice en función del número de revoluciones.

La figura 4 muestra el diagrama $-P_D-N$ con líneas de velocidad constante del buque. Se observará aquí, que contrariamente al motor, la hélice sólo tiene un estrecho campo de funcionamiento.

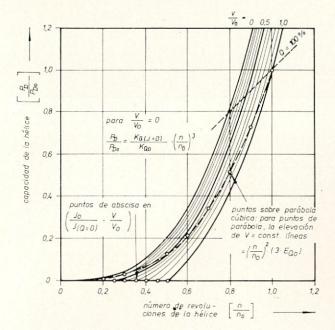


Fig. 4.—Potencia en función del número de revoluciones con diferentes velocidades del buque.

Se advertirá, que los últimos diagramas, con la representación en función de la velocidad del buque, no tienen la validez general del diagrama de la figura 1, porque el punto —100 por 100 contiene el grado de avance de proyecto de la hélice. De acuerdo con la ecuación [1], en dicho valor de *J* está implícito el coeficiente de estela, cuyo valor se determina generalmente en ensayos con modelos. Asimismo, es muy variable el grado de avance según los diversos tipos de buques.

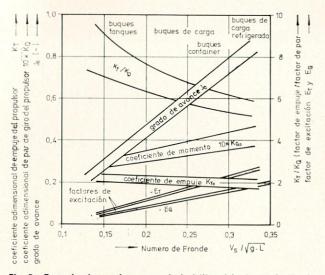


Fig. 5.—Dependencia en el proyecto de la hélice del número de Fronde (buques de una hélice).

La figura 5 muestra, para varios tipos de buques, el grado de avance y los valores K_T y K_Q en función del número de Froude. Contrariamente al diagrama del propulsor aislado, de una validez general, los diagramas en los que la representación está en función de la velocidad se refieren a un buque determinado con un determinado dimensionado de la hélice.

DETERMINACIÓN DE LOS PUNTOS DE FUNCIONA-MIENTO ESTÁTICOS

Los puntos de funcionamiento estáticos están sometidos a la condición de que el empuje de la hélice esté en correspondencia con la resistencia del buque, corregida por el coeficiente de succión, y además, que el par motor de la máquina sea igual al par absorbido por la hélice. Ello es equivalente con la formulación V=0, n=0.

Lo más sencillo es la determinación del punto de funcionamiento utilizando el diagrama -T-V de la figura 2.

La curva de resistencia en función de la velocidad del buque se transformará en el diagrama -T-V según una curva como las dibujadas a trazos, tanto en la figura 2 como en la 3, en la primera se podrá leer la relación buscada entre velocidad y número de revoluciones. Esta relación a su vez se transmitirá al diagrama $-P_D-V$ y con ello se determinará la potencia y el momento de giro en función del número de revoluciones. El camino trazado es valedero siempre que el coeficiente de estela sea constante en la zona de la velocidad investigada. Si cambiara el coeficiente de estela debería variar también la velocidad del buque correspondientemente.

Una formulación matemática de la relación buscada entre velocidad y número de revoluciones sólo es posible para formas sencillas de la curva de resistencia del buque, o bien, en un pequeño entorno alrededor de un punto. En caso de que la curva de resistencia tenga la forma de una parábola del tipo

$$R = R_o \cdot \left(\frac{V}{V_o} \right) \alpha$$

y si se sustituye además la curva $-K_T$ por una recta con la misma tangente en el punto de funcionamiento (subíndice 0), resulta la siguiente ecuación diferencial para el número de revoluciones de la hélice como función de la velocidad del buque:

$$\frac{d n}{d V} = \left[\begin{array}{c} \frac{\alpha (1 - E_{To}) + (\alpha - 1) E_{To} \cdot (V \cdot n_o/n \cdot V_o)}{2 (1 - E_{To}) + E_{To} \cdot (V \cdot n_o/n \cdot V_o)} \end{array} \right] \frac{n}{V} \quad [2]$$

cuya solución es

$$\frac{n}{n_o} = \sqrt{\frac{(V/V_o)^{\alpha}}{1 - E_{To} \left(1 - \frac{n_o}{V_o} \cdot \frac{V}{n}\right)}}$$
[3]

Por tanto, incluso en un caso tan simplificado como el supuesto no existe solución explícita.

Sin embargo, vemos que el factor excitador E_{To} aparece como única magnitud relacionada con la hélice. Este factor refleja, pues, el comportamiento de aquélla. Para la determinación práctica, se seguirá siempre el camino gráfico, como lo indican las figuras 2 y 3.

Variación del punto de funcionamiento estático

A continuación se trata de la variación del punto de funcionamiento y de las modificaciones del número de revoluciones y de la velocidad con sus efectos sobre el empuje y el par de la hélice. El sistema se supone en régimen permanente y se trabajará con un grado de avance y los factores excitadores E_T y E_Q . Se debe buscar el nuevo punto de equilibrio.

Puesto que el empuje (y el par) depende del número de revoluciones y del grado de avance (o de K_T que depende de él), una modificación del empuje ΔT se puede expresar por

$$\Delta T = \left(\begin{array}{c} \frac{\partial T}{\partial n} \end{array} \right) \cdot \Delta n + \left(\begin{array}{c} \frac{\partial T}{\partial K_T} \end{array} \right) \cdot \Delta K_T$$

y siendo ΔK_T nuevamente función de n y V.

$$\Delta \, K_T = \frac{d \, K_T}{d \, J} \cdot \frac{\partial \, J}{\partial \, n} \Delta \, n + \frac{d \, K_T}{d \, J} \cdot \frac{\partial \, J}{\partial \, V} \cdot \Delta \, V$$

Con ello ΔT y ΔQ se transforman en:

$$\Delta T = \left(\frac{\partial T}{\partial n} + \frac{\partial T}{\partial K_T} \cdot \frac{dK_T}{dJ} \cdot \frac{\partial J}{\partial n}\right) \Delta n +$$

$$+ \left(\frac{\partial T}{\partial K_T} \cdot \frac{dK_T}{dJ} \cdot \frac{\partial J}{\partial V}\right) \Delta V$$

$$\Delta Q = \left(\frac{\partial Q}{\partial n} + \frac{\partial Q}{\partial K_Q} \cdot \frac{dK_Q}{dJ} \cdot \frac{\partial J}{\partial n}\right) \Delta n +$$

$$+ \left(\frac{\partial Q}{\partial K_Q} \cdot \frac{dK_Q}{dJ} \cdot \frac{\partial J}{\partial V}\right) \Delta V$$
[4

y como las derivadas parciales tienen los siguientes valores:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 2 \cdot \rho \cdot K_T \cdot n \cdot D^4 \quad ; \qquad \frac{\partial T}{\partial K_T} = \rho \cdot n^2 \cdot D^4$$

$$\frac{\partial J}{\partial n} = -\frac{V(1-w)}{n^2 \cdot D} \quad ; \qquad \frac{\partial J}{\partial V} = \frac{(1-w)}{n \cdot D}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial n} = 2 \cdot \rho \cdot n \cdot D^5 \cdot K_Q \quad ; \qquad \frac{\partial Q}{\partial K_Q} = \rho \cdot n^2 \cdot D^5$$

el sistema de ecuaciones [4] se convierte en

$$\Delta \, T = \rho \cdot D^4 \left[\left(\, 2 \, K_T \cdot n \, - \, \frac{dK_T}{d \, J} \cdot \frac{V \, (1 - w)}{D} \, \right) \cdot \Delta \, n \, + \right.$$

$$\begin{split} & + \left(\frac{d\,K_T}{d\,J} \cdot \frac{n\,(1-w)}{D}\right) \Delta\,V \, \, \bigg] \\ \Delta\,Q = \rho \cdot D^5 \Bigg[\left(2\,K_Q \cdot n - \frac{d\,K_Q}{d\,J} \cdot \frac{V\,(1-w)}{D}\right) \cdot \Delta\,n \, + \\ & + \left(\frac{d\,K_Q}{d\,J} \cdot \frac{n\,(1-w)}{D}\right) \Delta\,V \, \, \bigg] \end{split}$$

o bien,

$$\frac{\Delta T}{T} = (2 - E_T) \cdot \frac{\Delta n}{n} + E_T \cdot \frac{\Delta V}{V}$$

$$\frac{\Delta Q}{Q} = (2 - E_Q) \cdot \frac{\Delta n}{n} + E_Q \cdot \frac{\Delta V}{V}$$
[6]

donde E_T y E_Q son los factores excitadores dados en el diagrama de propulsor aislado de la figura 1 en función del grado de avance. Habrá de tener en cuenta que generalmente E_T y E_Q son negativos, de modo que un aumento del número de revoluciones dará lugar a una aportación positiva en el empuje y, por el contrario, el aumento de la velocidad del buque tendrá un resultado negativo.

Con ayuda de las ecuaciones [6] el comportamiento en servicio de una instalación experimentará pequeñas modificaciones en la zona. Para el caso sencillo en el que el empuje necesario de la hélice se pueda expresar por

$$T = T_o \left(\frac{V}{V_o} \right)^{\alpha}$$

o lo que es equivalente, en forma diferencial,

$$\frac{\Delta T}{T} = \alpha \frac{\Delta V}{V}$$

la primera de las ecuaciones [6] se convierte en

$$\Delta T = \alpha \cdot T \cdot \frac{\Delta V}{V} = T \left[(2 - E_T) \cdot \frac{\Delta n}{n} + E_T \cdot \frac{\Delta V}{V} \right]$$
 [7]

De ello resulta para un aumento dado de velocidad ΔV ,

$$\begin{split} \frac{\Delta n}{n} &= \frac{(\alpha - E_T)}{(2 - E_T)} \cdot \frac{\Delta V}{V} \\ \frac{\Delta J}{J} &= \left[1 - \frac{(\alpha - E_T)}{(2 - E_T)} \right] \cdot \frac{\Delta V}{V} \\ \frac{\Delta T}{T} &= \alpha \cdot \frac{\Delta V}{V} \\ \frac{\Delta Q}{Q} &= \left[\frac{(2 - E_Q) \cdot (\alpha - E_T)}{(2 - E_T)} + E_Q \right] \cdot \frac{\Delta V}{V} \\ \frac{\Delta P_D}{P_D} &= \left[\frac{(3 - E_Q) \cdot (\alpha - E_T)}{(2 - E_T)} + E_Q \right] \cdot \frac{\Delta V}{V} \end{split}$$

Número 483 INGENIERIA NAVAL

y para un incremento dado del número de revoluciones Δn , resultarán los siguientes valores:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{(2 - E_T)}{(\alpha - E_T)} \cdot \frac{\Delta n}{n}$$

$$\frac{\Delta J}{J} = \left[\frac{(2 - E_T)}{(\alpha - E_T)} - 1 \right] \cdot \frac{\Delta n}{n}$$

$$\frac{\Delta T}{T} = \alpha \cdot \frac{(2 - E_T)}{(\alpha - E_T)} \cdot \frac{\Delta n}{n} ; \frac{\Delta Q}{Q} = \left[2 - \frac{E_Q (\alpha - 2)}{(\alpha - E_T)} \right] \cdot \frac{\Delta n}{n}$$

$$\frac{\Delta P_D}{P_D} = \left[3 - \frac{E_Q \cdot (\alpha - 2)}{(\alpha - E_T)} \right] \cdot \frac{\Delta n}{n}$$

En el caso en que T varíe con el cuadrado de V, resultarán las ya citadas funciones cuadráticas del empuje y del momento en función del número de revoluciones. Significa esto que no se sale del punto de funcionamiento de la hélice en el diagrama de propulsor aislado y que la velocidad del buque y el número de revoluciones son proporcionales en todo el radio de acción. Este hecho está representado en la figura 6. Pero si, por ejemplo, $\alpha > 2$, el punto de funcionamiento iría hacia la izquierda, y si $\alpha < 2$ irá hacia la derecha.

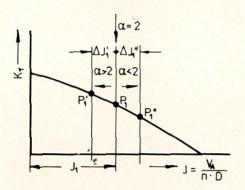


Fig. 6.—Comportamiento del punto de funcionamiento.

Las características de una hélice expresadas por las magnitudes E_T y E_Q solamente resaltan con variaciones no cuadráticas ($\alpha = 2$). Entonces la parte que excede del exponente 2 de la curva de resistencia da lugar a un aumento de la carga de la hélice y en caso contrario a una disminución de la misma.

Con las ecuaciones [8] y [9] se podrán determinar los exponentes de las curvas correspondientes al empuje, par, número de revoluciones y potencia para los distintos exponentes de la curva de resistencia, de modo que con ayuda de estas fórmulas queda representado el papel de la hélice como vínculo entre el buque y la instalación motriz. Para otras derivaciones que tengan en cuenta las variaciones de la resistencia del buque y la característica de la planta propulsora véase [2].

En las anteriores consideraciones no intervenía el tiempo, ya que sólo se utilizaron derivaciones estacionarias. Con la pregunta sobre la curva de transi-

ción de un punto de funcionamiento estático al próximo punto estático en función del tiempo, se efectúa el primer paso en la zona no estacionaria.

Supuesto que las curvas K_T y K_Q puedan sustituirse por rectas, se podrá poner:

$$K_T = K_{To} \left[1 + E_{To} \left(\frac{n_o \cdot V}{V_o \cdot n} - 1 \right) \right]$$

con ello y las ecuaciones de movimiento del buque se obtiene

$$m_{s} \cdot \dot{V} - \left(\frac{T_{o} \cdot E_{To}}{n_{o} \cdot V_{o}}\right) \cdot n \cdot V - \frac{T_{o} \left(1 - E_{To}\right)}{n_{o}^{2}} \cdot \frac{R_{o}}{n_{o}^{2}} \cdot \frac{R_{o}}{\left(1 - r\right) \cdot V_{o}^{\alpha}} \cdot V^{\alpha} = 0$$

$$2 \pi \Theta \cdot \dot{n} + \left(\frac{Q_{o} \cdot E_{Qo}}{n_{o} \cdot V_{o}}\right) \cdot n \cdot V + \frac{Q_{o} \left(1 - E_{Qo}\right)}{n_{o}^{2}} \cdot n^{2}$$

$$= M_{D}(t)$$
[10]

Donde $M_D(t)$ significa la curva del par motor de la máquina en función del tiempo. La solución de estas ecuaciones proporciona el comportamiento en el tiempo de una instalación propulsora en relación con las características de la hélice, como, por ejemplo, se requiere para la regulación. Puesto que se trata de procesos muy lentos, la frecuencia no influye en el comportamiento de la hélice. Para el desarrollo de los cálculos véase la ecuación [10] en [3].

EL USO DEL DIAGRAMA DE LA HÉLICE EN PROCESOS NO ESTACIONARIOS

Los procesos no estacionarios se presentan cuando el flujo afluye a la hélice con velocidad variable en función del tiempo, o cuando en aquélla se presentan vibraciones. En el primer caso está, por ejemplo, una hélice que trabaja en flujo no uniforme. En el segundo caso, las variaciones las produce la misma hélice, ya que, debido a fuerzas y momentos excitadores, causaría una modificación en la afluencia o flujo de entrada. La totalidad abarca todas las cuestiones importantes en la práctica, relativas a la carga dinámica de las palas de una hélice al trabajar en la estela, así como el origen de las fuerzas y de los momentos excitadores de las vibraciones de la hélice y lo concerniente a la masa añadida y amortiguación en las hélices vibrantes.

Sobre esta última cuestión se quiere presentar aquí como ejemplo la amortíguación de las hélices en vibraciones de torsión.

Desde principios de este siglo se efectúan constantemente cálculos de vibraciones de torsión. Con ello se presentó la cuestión de cuál era la amortiguación de la hélice y la masa a considerar en el lugar de la hélice. Las primeras tentativas para una amortiguación de hélice se basan en el hecho de que en una vibración de torsión con amplitud φ se modificará la velocidad angular en la cantidad φ , con lo que la

amortiguación es partiendo de consideraciones estacionarias

$$b_{\varphi} = \frac{\partial Q}{\partial \omega}$$
 [11]

y si la curva de momentos varía exponencialmente en la forma

$$Q = C_1 \cdot \omega^q$$

se obtendrá la misma ecuación para la amortiguación que Frahm dio a conocer en 1900,

$$b_{\varphi} = \frac{Q}{\omega} \cdot q = \frac{Q}{2 \pi n} \cdot q$$
 [12]

Mediante ensayos, Frahm obtuvo para q un valor entre 3,6 y 4, proponiendo el valor medio de 3,8 [4]. Posteriormente, estudios de Archer y Lerbs [5] y [6] derivados del diagrama de hélice condujeron a

$$b = \frac{\Theta}{\omega} (2 - E_Q)$$
 [13]

La ecuación [13] se deduce inmediatamente de la [6] para $\Delta V = 0$. El valor de E_Q que se da en el diagrama de la figura 1, en función del grado de avance, varía generalmente entre -0.5 y -1.2. Con ello las fórmulas [13] y [12] dan prácticamente los mismos valores. Naturalmente surge la pregunta de en qué zona de frecuencia es válida esta simple relación para el amortiguamiento de la hélice. Puesto que para la derivación se ha partido de datos obtenidos en régimen estacionario, no se puede contestar aquí a esta pregunta. Hasta el apartado 6 no se hablará de la influencia de la frecuencia.

Queremos dar otro ejemplo de la aplicación del diagrama de la hélice en régimen estacionario (1). Para determinar la curva de carga en una pala de hélice en la estela nominal del buque, se calcula para cada posición de la pala la desviación del grado de avance del valor medio en cada revolución. Esta desviación, función de la posición de pala, es

$$\frac{\Delta J(\varphi)}{J}$$

Entrando con ella en el diagrama de la hélice se obtiene también la modificación del empuje S de la pala y del par, quedando

$$\frac{\Delta S(\varphi)}{S} = \frac{\Delta K_T(\varphi)}{K_T} = f_1 \cdot \left(-\frac{\Delta J(\varphi)}{J}\right)$$

$$\frac{\Delta Q(\varphi)}{Q} = \frac{\Delta K_Q(\varphi)}{K_Q} = f_2 \cdot \left(-\frac{\Delta J(\varphi)}{J}\right)$$
[14]

Introduciendo las magnitudes E_Q y E_T estas ecuaciones se convierten en

$$\frac{\Delta S(\varphi)}{S} = E_T \cdot \frac{\Delta J(\varphi)}{J}$$

$$\frac{\Delta Q(\varphi)}{Q} = E_Q \cdot \frac{\Delta J(\varphi)}{J}$$
[16]

Puesto que la carga de flexión en la pala es debida, en primer lugar, al empuje, la tensión de flexión máxima en la pala $\sigma_{\rm max}$, se presentará principalmente en la posición superior de la pala y será

$$\frac{\sigma \max}{\sigma m} \cong \left[1 + E_T \cdot \left(\frac{\Delta J}{J} \right) \max \right]$$
 [17]

donde $\sigma_{\rm m}$ significa la tensión media durante una revolución y $\Delta J_{\rm max}$ la desviación máxima del grado de avance del valor medio. Queda así explicada la denominación dada a E_T como factor excitador, puesto que indica el comportamiento de la hélice en la ecuación [17].

Del diagrama de hélice se saca la conclusión de que E_T y E_Q aumentan más rápidamente para grados de avances altos. Por lo tanto, los buques con hélices situadas en esa zona tienen cargas dinámicas particularmente elevadas, como lo muestra la figura 7 [1].

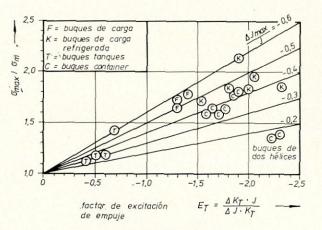


Fig. 7.--Cargas dinámicas.

Consideración no estacionaria de una hélice en vibración

Mientras que la consideración de la hélice con ayuda del diagrama del propulsor en aguas libres da como resultado unas simples desviaciones, no existen soluciones elementales para su consideración en régimen no estacionario. El caso más sencillo con flujo no estacionario ya requiere un considerable aparato matemático. Se trata de la consideración bidimensional de una pala lisa de gran longitud. Se conocen las soluciones [7] para los 3 casos siguientes:

En el primer caso, el perfil se encuentra en un flujo ondulado, como es el caso de una hélice en un campo de estelas variables. Debido a la velocidad axial variable y a la velocidad circunferencial constante resulta un flujo variable, el cual produce en el perfil una fuerza de sustentación variable.

El segundo caso es el que existe cuando el perfil tiene movimientos oscilatorios de traslación, es decir, la hélice efectúa vibraciones.

La frecuencia de la vibración se indica con Ω.

En el tercer caso el perfil efectúa oscilaciones angulares alrededor de un centro de giro indicado. Este sería el caso que se presentaría en una torsión de la pala.

La figura 8 muestra los 3 casos bidimensionales para los que existen soluciones. A continuación se tratará del caso II. Este caso corresponde a la hélice en vibración. Se va a mostrar la diferencia entre los valores estacionarios y los valores no estacionarios.

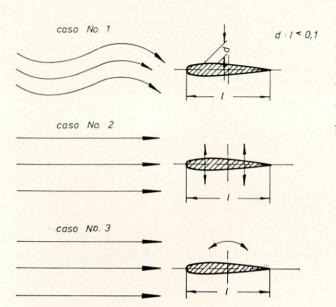


Fig. 8.—Perfil en flujo bidimensional no estacionario.

En los tres casos se determina la fuerza en sentido vertical, perpendicular al perfil mediante la ley de Kutta-Joukowski

$$K(t) = \rho \cdot U_o \left(\Gamma \cdot e^{i\Omega t} + \overline{\Gamma} \cdot e^{-i\Omega t} \right)$$
 [18]

con Γ y $\overline{\Gamma}$ como circulación conjugada compleja. Esta circulación es únicamente función de la frecuencia reducida,

$$k = \frac{\Omega \cdot 1}{U_o \cdot 2} \tag{19}$$

que indica el número de oscilaciones durante el tiempo que tarda una partícula de líquido en recorrer el tramo de la mitad del ancho *l* de la pala. Para la circulación resulta, pues, según [8], en el caso II,

$$\begin{split} \Gamma &= \pi \cdot U_o \cdot \frac{1}{2} \cdot c_o \times \\ &\times \left(\frac{J_1(k) - i \cdot N_1(k)}{\left[J_1(k) + N_o(k) \right] + i \left[J_o(k) - N_1(k) \right]} + i \frac{k}{2} \right) \end{split}$$

donde J y N son las funciones de Bessel y Neumann. Con las correspondientes partes reales e imaginarias, la circulación es la siguiente

$$\Gamma = \pi \cdot U_o \cdot \frac{1}{2} \cdot c_o \left[Re(k) + i \cdot Im(k) \right]$$
 [20]

En la figura 9 se representan la parte real y la imaginaria. La real desciende del valor 1 al aumentar k, pasando al valor límite 0,5 para valores de k por encima de 1,5. La parte imaginaria aumenta casi linealmente hasta transformarse en recta, teniendo al principio valores negativos, con pequeñas frecuencias reducidas.

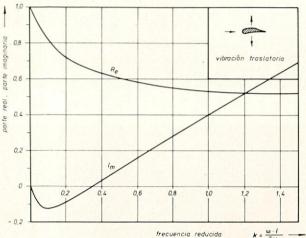


Fig. 9.-Parte real y parte imaginaria de la circulación, caso n.º II.

Después de la reducción resulta para el caso II

$$K(t) = K_{St} - \pi \cdot \rho \cdot U_o \cdot 1 \cdot Re(k) \cdot \cdot \cdot y - \pi \cdot \rho \cdot \frac{1^2}{2} \cdot \frac{Im(k)}{k} \cdot y$$
 [21]

siendo K_{St} el valor promedio estático, así como y e y la velocidad y aceleración de la vibración de la pala. Significa esto que la fuerza se reduce por los dos últimos términos proporcionales a la velocidad y la aceleración. Estas fuerzas reductoras se interpretan físicamente, en cuanto a su efecto, como masa adicional en el caso de la aceleración y como amortiguación en el caso de la velocidad. Con ello el resultado para la masa [9] a introducir en el cálculo de vibración es

$$\frac{-}{m} = \left[\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1^2 \cdot b \right] \cdot f_a(k) \quad ; \quad f_a = 2 \cdot \frac{J_{m(k)}}{k} \quad [22]$$

y la amortiguación hidrodinámica es

$$D = \left[\rho \cdot \pi \cdot U_o \cdot 1 \cdot b\right] \cdot \frac{f_b\left(k\right)}{2} \quad ; \quad f_b = 2 \operatorname{Re}\left(k\right) \quad [23]$$

Para la masa hidrodinámica, la parte entre corchetes contiene la masa del cilindro circunscrito, de diámetro l y altura igual a la longitud b, llenado con el medio fluido. En la figura 10 se representa la función $f_a(k)$. Para frecuencias reducidas pequeñas esta magnitud es negativa. Esto significa que la fuerza hidrodinámica será opuesta a la fuerza de masa y actúa en el sentido de un aumento de la vibración. Este es el caso, por ejemplo, en las largas palas de compresor en turborreactores aéreos. Con frecuencias altas la masa de agua vibrando será igual a la masa del cilindro circunscrito.

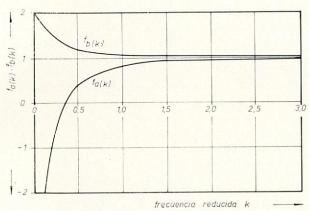


Fig. 10.—Factores para la masa hidrodinámica y amortiguación como función de la frecuencia reducida.

Para la amortiguación, la parte entre corchetes representa una fuerza de sustentación estacionaria. Pero D debe ser análoga a la ecuación [11] en el apartado 5. Debe esperarse, pues, que en la función $f_b(k)$ tenga influencia directa la frecuencia para un perfil dado con velocidad constante de afluencia. El valor estacionario deducido se reduce rápidamente a medida que aumenta la frecuencia y se acerca el valor límite 1. Esto significa que en la zona k > 1 la amortiguación ha alcanzado su valor límite del 50 por 100 del valor estacionario y que a partir de este momento ya no depende de la frecuencia. Con ello se demuestra, que aquí es equivocada la derivación estacionaria, ya que da valores casi dobles de los que se deducen de la consideración del régimen no estacionario. Por otro lado, las hélices están en la zona de valores k > 1, por lo que tampoco aquí se nota apenas la influencia de la frecuencia.

En la práctica se presentan frecuentemente vibraciones con frecuencia que son múltiplo de las revoluciones de la hélice. Puesto que la velocidad de afluencia consiste básicamente en la componente circunferencial, resulta que para una hélice la frecuencia reducida de una sección cilíndrica será

$$k \approx \frac{1 (r)}{2 r} \cdot i$$

Por ello, el número de orden de la vibración es decisivo para la influencia de frecuencia y sólo con números de orden inferiores a 3 es notable esa influencia. Por ejemplo, con motores de 4T, en los que sobresale el orden 0,5. Según la consideración no estacionaria esto significaría un aumento de la amortiguación y una reducción de las fuerzas de masa.

COMPARACIÓN DE LOS VALORES ESTACIONARIOS CON LOS NO ESTACIONARIOS

De acuerdo con el resultado del cálculo no estacionario, los valores de amortiguación medidos en la práctica deberían ser, aproximadamente, el 50 por 100 de los valores estacionarios y apenas presentarían influencia de la frecuencia. Los valores de la práctica indican que realmente no existe influencia de la frecuencia. La magnitud de la amortiguación está, sin embargo, del 20 al 30 por 100 por encima de los valores estáticos correspondientes al diagrama de la hélice. ¿Cómo podría explicarse esta contradicción?

Conforme a los resultados del cálculo no estacionario se llega a la conclusión, de que no es aplicable la ecuación [13]

$$b \varphi = \frac{\partial Q}{\partial \omega} = \frac{Q}{\omega} (2 - E_Q)$$

para la hélice en vibración. Una simple aplicación de la ecuación [23] a la pala de la hélice causaría en el caso límite k = 0 una amortiguación doble o triple que la indicada en el diagrama de la hélice en la zona estacionaria [10]. A pesar de ello, el cálculo estacionario indica una buena concordancia con los valores medidos en la práctica y este hecho sólo se puede explicar por el resultado de las influencias de errores cuyo efecto casi se anula. De ello se podrá sacar la conclusión, que en el caso de una hélice vibrante existe en la práctica una influencia de la frecuencia, que tiene como factor una magnitud de 0,5 y que el valor estacionario que da el diagrama de la hélice no es igual a la amortiguación para k = 0. Si se aplica el cálculo estacionario conforme al diagrama de hélice, habrá que tener en cuenta este hecho. No obstante, aunque exista concordancia con los valores medidos en la práctica, no se debe de ningún modo, suponer, que el cálculo estacionario representa correctamente el fenómeno real. Por tanto, se recomienda el uso de fórmulas de aproximación como las propuestas por Schwanecke y Schuster [10] que se derivan de una consideración parcialmente no estacionaria.

Existen numerosos cálculos [11] [12] para la consideración no estacionaria de la hélice de estela. No se tratará aquí detalladamente de estas derivaciones, muy complicadas. Sin embargo, se ve que es bastante problemática la transferencia de los resultados obtenidos para el caso bidimensional. En [13] se indica una comparación de los diversos procedimientos de cálculo. Básicamente los procesos usuales se dividen en tres grupos:

- 1) Cálculos estacionarios conforme a la simple teoría de hélice (p. ej., teoría de línea sustentadora) o mediante la aplicación del diagrama de hélice, aplicables hasta k < 0,2.
- 2) Cálculos no estacionarios según el método de rebanadas y su ampliación para el caso tridimensional, aplicables hasta k < 0.7.
- Cálculos no estacionarios conforme a la teoría de la superficie de sustentación, sin límite para la frecuencia.

El gran aparato matemático aumenta sucesivamente. Por lo tanto, se podrá comprender que en la práctica y dentro de lo posible, se aplique el proceso estacionario.

De acuerdo con [13] podrá esperarse, mediante cálculos comparativos, que los procesos estacionarios sean admisibles hasta k < 0.2. Los procesos estacionarios están estrechamente limitados, puesto que en esta zona de valores de k inferiores a 0.2 sólo entran correctamente los números de orden muy bajos de la variación periódica que se produce durante un giro de la pala. Para determinar la curva de la carga mecánica de una pala, los valores son todavía aplicables,

de modo que la consideración estática da valores útiles para el cálculo de la resistencia de una pala de hélice, teniendo en cuenta las fuerzas dinámicas (1). El problema llega con la determinación de fuerzas y momentos excitadores. En la figura 11 se muestra un ejemplo de la curva de empuje por cada pala.

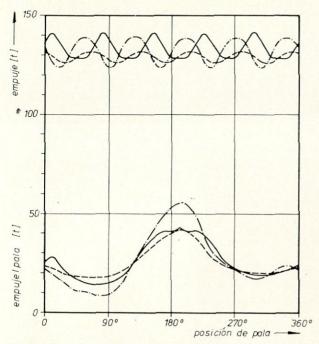


Fig. 11.—Curva de empuje por cada pala y empuje total por diferentes cálculos: curva n.º 1, cálculo estacionario; curva n.º 2, cálculo inestacionario; curva n.º 3, método de rebanadas.

Son muy distintas las curvas de los tres procesos de cálculo, aunque en las curvas aparezca una concordancia general. Al sobreponer las curvas por cada pala conforme a las fases, se obtiene la curva del empuje total de la hélice. En la parte superior de la figura 11 se halla el empuje total como resultado de dicha adición. Se ve claramente cómo se diferencian las amplitudes. Respecto a la posición de las fases, la concordancia de los tres procesos resulta todavía peor. Se llega, pues, a la conclusión de que el proceso estacionario prácticamente es sólo aplicable para determinar la carga dinámica de una pala suelta. Para la determinación de las fuerzas y de los momentos excitadores se recomienda la aplicación de los procesos del grupo II.

8. Nomenclatura

Densidad del agua de mar 9 Revoluciones de la hélice n D Diámetro de la hélice 7 Empuje de la hélice Q Par de giro de la hélice Grado de avance Velocidad de avance de la hélice $V_A = V(1 - w)$ V_A w Coeficiente de estela (según Taylor) U Velocidad del buque Factor excitador de empuje E_T E_Q Factor excitador del par de giro Pendiente de la curva característica de la resistencia del buque en el punto de funcionamiento con-R Resistencia total del buque

Potencia suministrada a la hélice P_D Coeficiente de succión Exponente de la curva de resistencia α Frecuencia circular de las revoluciones del eje ω Constante de amortiguación de Frahm Area de la pala desarrollada A_E A_o Area de círculo de la hélice P Paso de la hélice Radio del núcleo adimensional 2 R_N/D $r_o R_N$ Radio del núcleo Z Número de palas Radio de la pala Θ Masa giratoria de la instalación Masa del buque ms $M_D(t)$ Curva del par motor en función del tiempo 1 Longitud de perfil Ω Frecuencia excitadora Г Circulación del perfil K(t)Fuerza de sustentación U_o Velocidad de afluencia k Frecuencia reducida

9. Referencias

estela

Co

φ

 GERMANISCHER LLOYD: Richtlinien für die Ermittlung der dynamischen Belastung von Propellen. Dezember 1971, Selbstverlag.

Angulo de posición de la pala en el campo de

Amplitud de la vibración del perfil

Orden de la vibración = Ω/ω

- (2) R. DIEN, H. SCHWANECKE: Die propellerbedignte Wechselwirkung zwischen schiff und Maschine, Teil 1 und 2 MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 34 Jahrgang Nr. 11/12, 1973.
- (3) R. DIEN, J. PRIEN: Die rechnerische Ermittlung von Stoppmanövern aut Schiffen mit Propellerantrieb. Schiff und Hafen. Jahrgang 25, Heft 8, August 1973.
- (4) G. BAUER: Der Schiffsmaschinenbau 1. Bd., 1. Auflage Oldenbourg-Verlag 1923. Anhang V, S. 95.
- (5) S. ARCHER: Torsional vibration damping coefficients for marine propellers. Engineering 13, May 1955. pp. 594-8.
- (6) H. LERBS, H. BAUMANN: Trägheitsmoment und Dämpfung belasteter Schiffsschrauben. Buch: Hydrodynamische Probleme des Schiffsantriebes, Teil II, Verlag R. Oldenbourg München, Berlín 1940.
- (7) H. G. KÜSSNER: Zusammenfassender Bericht über den instationären Auftrieb von Flügeln. Berichtder Aerodynamischen Versuchsanstalt Göttingen. 1936, Luftfahrtforschung.
- (8) H. OBEREMBT: Veränderung der hydrodynamischen Kräfte eines Propellers bei Berücksichtigung der Blattelastizität... Institut für Schiffbau, Universität Hamburg IfS-Bericht 254, Dez. 1969.
- (9) H. SCHWANECKE: Zur Frage der hydrodynamisch erregtén Schurngungen von Schiffsan triebsanlagen. Schifftechnich Bd. 11, 1964, Heft 56.
- (10) S. SCHUSTER: Über den Einfluß auf die Längs- und Drehschwingungen in der Wellenleitung. Schiff und Hafen 13, 1961, Heft 6.
- (11) S. TSAKONAS, J. BRESLIN, M. MÜLLER: Correlation and Application of an Unsteady Flow Theory for Propeller Forces. Society of Naval Architects and Marine Engineers. New York, 1967.
- (12) W. H. Isay: Moderne Probleme der Propellertheorie Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1970, Ingenieurwissenschaftliche Bibliothek.
- (13) H. SCHWANECKE, J. LAUDAN: Ergebnisse der instationären Propellertheorie, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York 66. Bd. 1972.

ALGUNAS PRECISIONES SOBRE EL CONCEPTO DE AUTONOMIA EN BUQUES PESQUEROS

Por
Fernando Micó Pérez de Diego,
Fernando Llopis Torija y
Alberto Ruiz Montero
Alumnos de 5.º Curso de la ETS de Ingenieros
Navales

0. Propósito

La presentación por los autores, en fecha reciente, de su proyecto de fin de carrera en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, les ha dado ocasión de realizar algunas precisiones sobre el concepto de autonomía en buques pesqueros, que creemos de interés divulgar por medio de este artículo.

Para la completa comprensión de la aplicación numérica que se contiene en él, relativa al buque proyectado por los autores, debemos indicar que se trata de un pesquero congelador de arrastre por la popa de 57 m Epp propulsado por:

— Un motor MAN 6RV40/54 de 2645 BHP a 325 RPM

y con planta generadora formada por:

- Dos grupos electrógenos ANISA compuesto cada uno por un motor S.K.L. tipo 6VD26/20-AL-1 de 720 BHP a 1.000 RPM accionando un alternador de 600 KVA, 380 Vs. 50 Hz.
- Un grupo electrógeno ANISA compuesto por un motor S.K.L. tipo 6NVD26-A-2 de 300 BHP a 750 RPM, accionando un alternador de 250 KVA, 380 Vs. 50 Hz.

1. Concepto de autonomía de un pesquero

El objeto de un buque mercante es el transporte de mercancías por vía marítima; por lo tanto, la navegación es para él una actividad productiva y mientras la desempeña devenga un flete. En estas condiciones el concepto de autonomía es particularmente claro y representa la máxima distancia que el buque puede navegar con el combustible que es capaz de almacenar en sus tanques. En otras palabras, permite conocer los puertos más lejanos que puede alcanzar sin repostar para cumplir su función de transporte. Usualmente, en el puerto de destino puede repostar combustible sin pérdida apreciable de tiempo y sin variar su ruta. Caso de no ser así, lo que sólo sucede

excepcionalmente, puede tomarse en consideración en la explotación el *radio de acción* que es, por término medio, la mitad de la autonomía y representa la distancia al puerto más lejano que puede alcanzar sin hacer combustible en el viaje redondo, es decir, cargándolo solamente a la salida.

Para los buques de pesca la cosa es más complicada. Su función no es navegar, sino pescar. El pesquero no produce cuando navega, sino que por el contrario ocasiona gastos.

El parámetro más significativo en la economía pesquera es la producción del buque en pesetas por día de ausencia de puerto, es decir, el cociente de dividir el valor de la producción del buque en un viaje por la duración del mismo, contada desde la salida al regreso a puerto.

En los buques congeladores, donde la conservación a bordo de las capturas no es un factor que limite la permanencia del buque en la mar, la duración del viaje redondo depende de la capacidad de combustible. Parece, pues, de gran interés reducir todo lo posible la duración de los viajes, durante los que el buque gasta dinero, para incrementar el tiempo de permanencia en el caladero durante el cual produce. Sin embargo, esto no es siempre cierto, pues, a veces, existen caladeros en zonas muy remotas que sólo pueden alcanzarse tras un largo viaje, pero la productividad en ellos es tan alta que el buque carga en muy poco tiempo, lo que permite acortar la duración del viaje redondo y, en definitiva, se consigue una producción por día de ausencia de puerto que puede ser más elevada que la que se obtendría en caladeros más próximos pero menos productivos.

Son estas consideraciones las que, tras el descubrimiento relativamente reciente de ricos caladeros en zonas muy alejadas de los países tradicionalmente pesqueros, condujeron a la creación de las grandes flotas congeladoras.

Se ve, por tanto, que en la explotación de un pesquero el concepto de autonomía, tal como se utiliza en la de un buque mercante, carece de valor. Para juzgar los caladeros más alejados que puede alcanzar un buque pesquero sin necesidad de reponer combustible y, por supuesto, volviendo con la carga completa, hay que conjugar la distancia con la productividad media del caladero por día de esfuerzo de pesca.

Sean por ejemplo:

 $D_v = \text{días de viaje (de ida y de vuelta al caladero)}$

 $D_e = \text{días}$ de esfuerzo de pesca (permanencia en el caladero)

 C_{vm} = consumo diario del combustible durante el viaje (media del viaje de ida y de vuelta) en toneladas

 $C_e = {
m consumo}$ de combustible por día de esfuerzo en toneladas

K = capacidad utilizable de los tanques de combustible en toneladas, es decir, capacidad total por 0,95 para deducir el combustible no aspirable por alturas de bocas de aspiración sobre fondo de tanques, asiento o escora del buque, etc.

La relación entre esas magnitudes en un viaje redondo será:

$$D_{v} \times C_{vm} + D_{e} \times C_{e} = K$$
 [1]

Supondremos que el buque es capaz de mantener la misma velocidad durante el viaje de ida al caladero que durante el viaje de regreso, aun cuando a lo largo de este último el régimen de carga del motor sea mayor al ir el buque cargado, y supondremos también que la distancia a recorrer en el viaje de ida al caladero es igual a la que hay que recorrer al regreso, lo que no es rigurosamente cierto en muchos casos debido a la gran extensión de las zonas de pesca.

Sean:

v = velocidad del buque en nudos

p = captura media por día de esfuerzo en toneladas de pescado congelable, es decir, deducidas cabezas, vísceras, aletas, etc.

P =capacidad en toneladas de las bodegas de carga

La distancia recorrida hasta el caladero será:

$$d = \frac{D_v}{2} \times v \times 24$$

luego

$$D_v = \frac{d}{12 \ v}$$

El número de días de esfuerzo será:

$$D_e = \frac{P}{P}$$

Sustituyendo estos valores en [1] queda:

$$\frac{d \times C_{vm}}{12 v} + \frac{P \times C_e}{p} = K$$
 [2]

Ecuación en que las únicas incógnitas son la distancia al caladero y la productividad media del mismo y permite conocer los caladeros más alejados que el buque puede alcanzar sin repostar en función de la productividad que pueda alcanzar en ellos. Llamaremos a esa relación *Ecuación de Autonomía*.

2. CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE LA ECUACIÓN DE AUTONOMÍA

2.1. Consumos específicos

El consumo del motor principal, según información del fabricante, cuando trabaja con una carga entre el 70 y el 90 por 100 de la máxima potencia continua en condiciones DIN 1, es de 153 gr/BHP \times h.

Lós grupos electrógenos funcionan a distintos regímenes de carga en el viaje de ida o vuelta y durante la pesca, a los que corresponden distintos consumos específicos. Las diferencias entre ellos, según datos del constructor de los motores, son muy ligeras, de forma que tomamos en todo caso el consumo más alto, que corresponde al régimen de carga más bajo. Este consumo es de $162 \text{ gr/BHP} \times h$.

Los consumos antes señalados son los que fija el fabricante de los motores en condiciones óptimas de prueba; nosotros les incrementaremos en un 5 por 100 para tener en cuenta las condiciones reales de funcionamiento de los motores (suciedad, regulación no perfecta, temperatura del agua de refrigeración más alta que en pruebas, etc.).

Consideramos, por tanto, los siguientes consumos específicos:

Motor principal: $0.153 \times 1.05 = 0.160 \text{ Kg/BHP} \times \text{h}$ Motores auxiliares: $0.162 \times 1.05 = 0.170 \text{ Kg/BHP} \times \text{h}$

2.2. Consumo medio por día de viaje (C_v)

2.2.1. *Motor propulsor*. La potencia requerida en condiciones de servicio para dar una velocidad de 15 nudos con el calado de salida, es del 85 por 100 de la máxima, o sea:

$$0.85 \times 2.645 = 2.248,25$$
 BHP

Con el calado de regreso la potencia necesaria es aproximadamente el 90 por 100, o sea:

$$0.90 \times 2.645 = 2.380.5$$
 BHP

La potencia media para todo el viaje será igual a:

$$\frac{2.248,25 + 2.380,5}{2} = 2.314,375$$

Tomaremos 2.314 BHP a la que corresponde un consumo por día de:

$$2.314 \times 0.160 \times 24 = 8.885.76$$
 Kgs.

2.2.2. Grupos electrógenos. La potencia eléctrica requerida durante el viaje de ida al caladero, según

muestra el Balance Eléctrico, es de 161 KVA (se hará funcionar por tanto el grupo de 250 KVA). Como el factor de potencia en esas condiciones es de 0.834 la potencia real necesaria es de $161 \times 0.834 = 134.27$ Kw, o sea, $134.27 \times 1.36 = 182.6$ HP. Si dividimos esta potencia por el rendimiento del generador que, según deducimos de los datos del fabricante, es 0.9452, obtendremos la potencia al freno que desarrollará el motor, que será:

$$-\frac{182,67}{0,9452} = 193,2 \text{ BHP}$$

Durante el viaje de vuelta la carga de los receptores asciende, tal como indica el Balance Eléctrico, a 203,68 KVA, por lo que utilizaremos, como en el viaje de ida, el grupo de 250 KVA. El factor de potencia de la instalación con la carga indicada es de 0,82, por lo que el siguiente cálculo nos permite conocer la potencia el freno que desarrollará el motor del grupo.

$$\frac{203,68 \times 0,82 \times 1,36}{0,9452} = 244,5 \text{ BHP}$$

La potencia media durante el viaje redondo será:

$$\frac{193.2 + 244.5}{2} = 218.85, \text{ o sea, unos 219 BHP}$$

El consumo medio del grupo electrógeno por día de viaje será:

$$219 \times 0,170 \times 24 = 893,72$$
 Kgs. de Diesel-oil

2.3. Consumo medio por día de pesca (Ce)

2.3.1. Motor propulsor. Según se desprende del cálculo de potencia, la que debe desarrollar el motor para arrastrar a cuatro nudos, con una tracción sobre el aparejo de 15 toneladas, es de 1.916 BHP.

Suponemos que el buque realiza cinco caladas al día, durante cada una de las cuales arrastra cuatro horas. Por tanto, el motor funcionará en arrastre 20 horas al día. El resto del tiempo se dedica a cobrar el aparejo, izar y vaciar el copo, aclarar la red y prepararse para el lance siguiente.

El consumo del motor principal por día de pesca será, pues:

$$1.916 \times 20 \times 0.160 = 6.131,20$$
 Kgs. de Diesel-oil

2.3.2. Grupos electrógenos. Según resulta del balance eléctrico, los dos regímenes de carga más significativos durante la pesca son:

	KVA	cos Ø	Duración (h)
Arrastrando y congelando	539,01	0,836	20
Cobrando aparejo y congelando 1	.026,58	0,845	2,5

En el primer caso fnuciona un grupo de 600 KVA a un 89,8 por 100 de la carga y en el segundo los dos grupos de 600 KVA a un 85,5 por 100. El consumo total de Diesel-oil por día será:

$$720 \times 0.898 \times 0.710 \times 20 = 2.198.3 \quad Kg/dia \\ 2 \times 720 \times 0.855 \times 0.170 \times 2.5 = 523.26 \quad Kg/dia \\ Consumo total grupos electrógenos 2.721.56 \quad Kg/dia$$

2.3.3. Consumo total. El consumo total de motor principal y auxiliares por día de pesca será, pues:

$$6.131,20 + 2.721,56 = 8.852,76$$
 Kgs.

Tendremos, pues:

$$C_e = 8,9 \text{ toneladas/día}$$

3. ECUACIÓN DE AUTONOMÍA

La capacidad neta de combustible de los tanques del buque, deducidos refuerzos interiores y espacios de expansión es de 400 toneladas. Supongamos que un 5 por 100, es decir, 20 toneladas son no aspirables por altura de las bocas de aspiración, asiento del buque, etc. Quedan 380 toneladas útiles.

El volumen de bodegas del buque es de 800 m³. Como hemos supuesto un coeficiente de estiba del pescado congelado de 0,575 toneladas/m³, la capacidad de carga de las bodegas será:

$$P = 800 \times 0.575 = 460$$
 toneladas

Finalmente, la velocidad en servicio del buque es de 15 nudos.

Con estos valores y los calculados para C_{vm} y C_e , la ecuación de autonomía toma la forma:

$$\frac{d \times 9.8}{12 \times 15} + \frac{460 \times 8.9}{p} = 380$$

o bien:

$$d = 6.980 - \frac{75.196}{p}$$

4. DISCUSIÓN DE LA ECUACIÓN DE AUTONOMÍA

Esta ecuación muestra que, como es natural, a medida que la productividad del caladero es mayor, al ser más corta la permanencia del buque en él, podrán alcanzarse zonas de pesca más distantes.

Si la productividad del caladero p fuera infinitamente grande, el segundo término del segundo miembro de la ecuación sería nulo. La permanencia del buque en el caladero

$$D_e = \frac{460}{p}$$

sería nula también, pues en cuanto llegase a él cargaría instantáneamente. Por tanto, todo el combustible se consumiría en viajar. La distancia al caladero en este caso extremo, sería 6.980 millas, que coincide con lo que en un barco mercante se llama radio de acción. La autonomía, tal como se entiende de un mercante sería:

$$2 \times 6.980 = 13.960$$
 millas

Como se ve, la ecuación de autonomía es una hipérbola, como la que se representa en la figura. Sus asíntotas, paralelas a los ejes son las rectas:

$$d = 6.980 \text{ y}$$

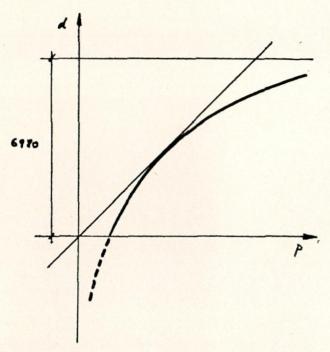
 $p = 0$

La curva corta al eje de abscisas en el punto dado por

$$d = 0$$

$$p = \frac{75.196}{6.980} = 10,77 \text{ toneladas}$$

Este valor de *p* representa un cifra de captura tan baja, que el buque precisaría de todo su combustible para permanecer en el caladero hasta completar la carga y no podría consumir nada de combustible en viajar. El caladero debería estar inmediato al puerto de pesca.

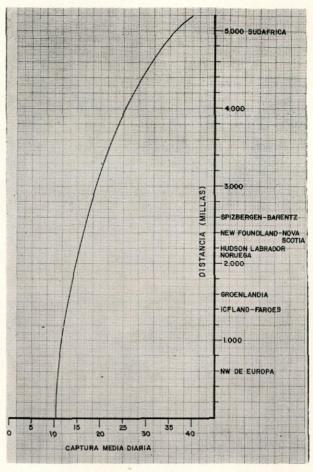


La parte de la curva que tiene significación para nosotros, es evidentemente la situada sobre el eje de abscisas. La situada bajo él corresponde a distancias negativas y carece de sentido.

5. GRÁFICO DE AUTONOMÍA

Se acompaña una representación gráfica a escala de la ecuación de autonomía, en su parte significativa, que corresponde a la tabulación siguiente en la que hemos tomado valores crecientes de la captura p, entre 15 y 40 toneladas/día. El cuadro muestra las distancias en millas al caladero que corresponde en cada caso, así como los tiempos de viaje (D_v) , de esfuerzo (D_e) y totales de viaje redondo (D_t) . Además, hemos calculado las capturas por día de ausencia de puerto (CDAP) que corresponden a cada hipótesis. Hemos obtenido también los datos relativos a los extremos de la curva: captura $p=\infty$ y captura p=10,77.

p	d (millas)	D_{ν}	D_e	D_t	CDAP (Tn)
10,77	0	0	42,71	42,71	10,77
15	1.967	10,93	30,66	41,59	11,06
20	3.220	17,89	23,00	40.89	11,25
25	3.972	22.07	18.4	40,47	11,36
30	4.473	24.85	15.33	40.18	11,45
35	4.831	26,84	13.14	39.98	11.50
40	5.100	28,33	11,5	39.83	11.55
00	6.980	38,78	0	38,78	11,86



Con carácter orientativo, hemos indicado en la gráfica las distancias medias aproximadas a que se encuentran de Vigo, nuestro principal puerto pesquero, los grandes caladeros mundiales de pescado de fondo, tal como se enumeran en el libro Atlantic Ocean Fisheries, de Georg Borgström y Arthur J. Heighway, publicado en 1961 por Fishing News (Books) London.

Insistimos en el carácter sólo orientativo de las distancias, pues aunque para determinarlas nos hemos servido de las Admiralty Distance Tables, tomos I, III y IV, publicados por The Hidrographic Department of the Admiralty, London, algunas de las áreas de pesca son muy extensas, variando su superficie entre los 120 y los 1.010 km², por lo que hemos tomado las distancias de los puertos más próximos a la zona central de los bancos de pesca, según la lista siguiente:

Groenlandia (Cabo Farewell)	1.636
Hudson-Labrador (St. Pierre, Terranova)	2.100
New Foundland-Nova Scotia (Halifax)	2.370
Iceland-Faroes (Reykjavík)	1.370
Spitzbergen-Barents (Kami Nos)	2.600
Nw. De Europa (Tearaght Irlanda)	607
Noruega (Hammerfest)	2.113
Sudáfrica-Angola (Angra Pequena)	4.896
Patagonia-Plata (Bahía Camarones)	6.090

Creemos que la situación de estos puntos en la curva de autonomía tiene un buen valor indicativo.

BARRIDO DE GASES EN EL INTERIOR DE LOS TANQUES Y ENSAYOS DE MODELOS

Por
Amalio Muñoz Fernández
Doctor Ingeniero Industrial (*)
José Antonio Parrilla Belmonte
Ingeniero Naval (*)

0. Introducción

El motivo del trabajo que a continuación exponemos ha sido el estudio de las condiciones de máxima seguridad en buques petroleros con instalaciones de gas inerte.

Para ello, se ha desarrollado una primera parte teórica de distribución de gases en el interior de los tanques, habiendo realizado posteriormente ensayos con modelos a escala, llegando como resultado de las dos partes a conclusiones prácticas de inertización y, por lo tanto, de máxima seguridad.

Se pretende como objetivo final de este trabajo la comprobación de los resultados a bordo de un buque y realizando pruebas en condiciones similares a las de los ensayos.

 Composición de las mezclas de gases en el interior de los tanques en los distintos estados de carga

1.1. Descarga del crudo

Al iniciarse la descarga, el vacío va siendo ocupado por el gas inerte e irá descendiendo el contenido de gases de hidrocarburos, hasta que al final de la descarga todo el volumen del tanque tendrá una composición de G % de gas inerte y (100-G) % de gases de hidrocarburos.

Si el gas inerte tiene un K % de oxígeno al final de la descarga las composiciones en el interior del tanque serán:

$$\frac{GK}{100}$$
 % de 0_2 y (100 - G) % de gases hidrocarburos.

Es muy difícil predecir un valor del contenido de

(*) Tecnaval, S. A.

vapores de hidrocarburos en la mezcla al finalizar la descarga. El equilibrio de las dos fases —líquida y gaseosa— de hidrocarburos dependerá naturalmente de la composición del crudo, que determinará su presión de vapor Reid (RVP), de la temperatura y naturalmente del tipo de presión de gas introducido en el tanque. La mezcla en el tanque no será homogénea, ya que el vapor de hidrocarburos, más pesado que el gas inerte, acompañará a la superficie del líquido en su descenso, por lo que cabe esperar la estratificación de la mezcla finalizada la descarga.

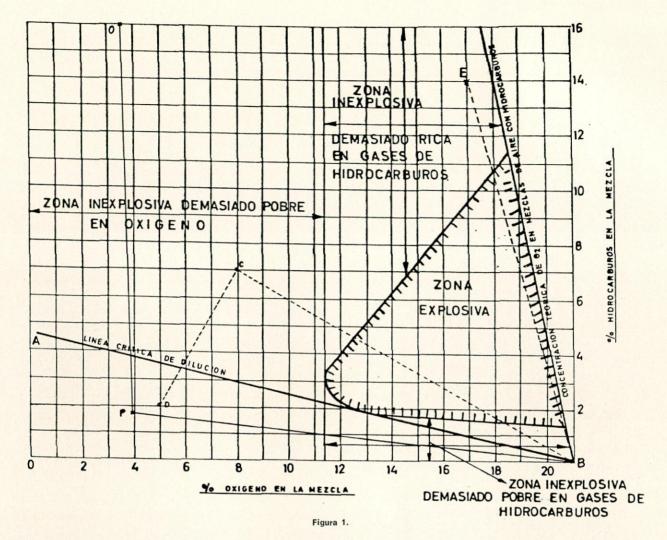
Day, Platt, Telfer y Tetrean dan como valores del contenido total de hidrocarburos medidos experimentalmente al finalizar la descarga entre 1,5 % y 7,5 %, correspondiendo el menor valor a buques inertizados. Wilham O. Wiley da otros valores, también experimentales, en función del tonelaje del buque, para buques no inertizados, siendo los porcentajes más altos que los anteriores. Para un buque de 170.000 TPM los valores correspondientes son de 13 % a 24 %.

1.2. Período posterior a la terminación de la descarga

Una vez finalizada la descarga, y transcurrido cierto tiempo, la mezcla en el tanque comienza a hacerse más homogénea, sin aumentar el porcentaje total de hidrocarburos en cantidades apreciables, a pesar de la presencia de residuos de petróleo en el tanque. Logan y Drinkwater analizaron la evolución de los vapores desprendidos por residuos, comprobando que la evaporación es relativamente lenta, a partir de las primeras horas.

Si un tanque no va a ser lavado, se inicia el proceso de purgado, es decir, se introduce gas inerte y con una salida abierta se procede a renovar la atmósfera del tanque hasta conseguir una condiciones finales que estén por debajo de la recta crítica de dilución, con lo cual el tanque estará en condiciones de máxima seguridad (fig. 1).

Número 483 INGENIERIA NAVAL



Si en un instante determinado es X el porcentaje de cambio de atmósfera durante el purgado, es decir, es X el tanto por ciento de gas desplazante que hay en la mezcla en un punto determinado, los contenidos de oxígeno e hidrocarburo serán:

$$x = \% \text{ de oxígeno} = \frac{\mathbf{K} \cdot \mathbf{X}}{100} + \frac{\mathbf{G} \cdot \mathbf{K}}{100} \left(1 - \frac{\mathbf{X}}{100} \right)$$
 [1]
$$y = \% \text{ de hidrocarburos} = (100 - \mathbf{G}) \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{X}}{100} \right)$$
 [2]

G es constante, al ser un dato del punto de partida y despreciando inicialmente el desprendimiento de vapores de los residuos, las ecuaciones se cumplen. Considerando que K tampoco varía, es decir, que el contenido de oxígeno en el gas inerte se mantiene constante, los valores de x e y están sobre una recta en un gráfico como el de la figura 1.

$$y = 100 - \frac{100}{K} x$$
 [3]

La recta es independiente del valor de G, es decir, de las condiciones al terminar la descarga. La recta une los puntos de valores (0 % de oxígeno, 100 % de hidrocarburos) y (K % de oxígeno y 0 % de hidrocarburos). Depende en cambio de la bondad del pro-

ceso de barrido la composición de la mezcla al final del purgado, es decir, la posición del punto P sobre la recta.

Siguiendo en el supuesto que el tanque en cuestión no vaya a ser lavado, puede ocurrir que aunque en principio hubiera quedado por debajo de la línea crítica de dilución después de inertizado, con el tiempo aumenta el contenido de hidrocarburos al vaporizarse los residuos y pase a estar por encima de dicha línea. El tanque seguirá estando en condiciones de seguridad (fuera de la zona explosiva), pero no de seguridad intrínseca, por lo que será necesario proceder a un nuevo purgado.

1.3. Lavado del tanque

Si un tanque va a ser lavado después de la descarga de crudo, la operación debe efectuarse manteniendo abierta la entrada de gas inerte al tanque, aunque con poca presión, de forma que permita realizar perfectamente las maniobras en las aberturas de limpieza del tanque. De esta forma se sigue manteniendo en el interior del tanque una atmósfera pobre en oxígeno.

Se ha comprobado que durante el lavado, al renovarse los residuos es cuando se produce una evaporación más rápida de ellos y, por consiguiente, un aumento del porcentaje total de vapores de hidrocarbu-

ros en el tanque. Como al mismo tiempo se está renovando la atmósfera con gas inerte, no puede predecirse en qué sentido se moverá la composición de la mezcla en cada instante, aunque sea siempre sobre la recta definida por la ecuación [3].

Puede esperarse de todas formas que al terminar las operaciones de lavado el contenido de hidrocarburos en el tanque será menor que el que existía al finalizar la descarga de crudo, ya que en la última parte del lavado los residuos que puedan generar vapor serán mínimos y la renovación del tanque con gas inerte habrá continuado durante un período de tiempo relativamente grande.

Aceptando criterios conservadores suponemos que la composición de la mezcla sea igual que al terminar la descarga. Purgando el tanque después, se cumplirán efectivamente las ecuaciones [1] y [2], y al no existir residuos en el tanque, cuando se alcance un punto debajo de la línea crítica de dilución, el tanque estará en situación de seguridad intrínseca.

1.4. Ventilación del tanque

Si el buque debe entrar en dique, o es necesario entrar en algún tanque para inspección o reparación, los tanques deben desgasificarse de forma que exista en ellos una atmósfera respirable.

Un tanque lavado y purgado con gas inerte contendrá una mezcla de gases cuyas composiciones de oxgeno e hidrocarburos estarán definidos por las ecuaciones [1] y [2] en función del X máximo o porcentaje de cambio de atmósfera alcanzado al final de la inertización. Sean M y N los valores de abscisas y ordenadas del punto en que se encuentra el tanque en la situación final (fig. 1).

Introduciendo a partir de este punto aire puro, con un 21 % aproximadamente de oxígeno y llamando como antes X al porcentaje de cambio de atmósfera en cada instante, los porcentajes de oxígeno e hidrocarburos serán:

$$x = \%$$
 de oxígeno = 0,21 X + $\frac{M}{100}$ (100 - X) =

$$= M + \left(0.21 - \frac{M}{100}\right) X$$
 [4]

$$y = \% \text{ hidrocarburos} = \frac{N}{100} (100 - X) = N - \frac{N}{100} X$$
 [5]

La ecuación de la trayectoria es otra recta:

$$N x + (21 - M) y = 21 N$$
 [6]

Esta recta está definida por los puntos (M% de oxígeno, N% de hidrocarburos) y (21 % de oxígeno, 0 % de hidrocarburos).

Es evidente que el punto (M,N) de partida debe estar debajo de la línea crítica de dilución para que durante la ventilación no se atraviese en ningún momento la zona explosiva, por lo que la inertización previa tiene que ser suficientemente buena para conseguirlo (X mínimo).

Del mismo modo, la renovación que debe alcanzarse en la ventilación debe alcanzar también un X mínimo para asegurar un porcentaje de oxígeno respirable.

1.5. Porcentajes de cambio de atmósfera necesarios

1.5.1. En purgado con gas inerte

La línea crítica de dilución es la tangente a la zona explosiva desde el punto correspondiente a 21 % de oxígeno y 0 % de hidrocarburos y está representada por la ecuación:

$$2x + 9y = 42$$
 [7]

Durante la inertización del tanque existirá un momento en que los contenidos de oxígeno e hidrocarburos serán tales que su representación en el gráfico coincidirá con un punto de la línea crítica de dilución. Este punto corresponde, pues, a la intersección de las rectas [3] y [7] y será igual a:

$$x = \frac{429 \cdot K}{450 - X}$$
 [8]

$$y = \frac{2100 - 100 \,\mathrm{K}}{450 - \mathrm{K}} \tag{9}$$

Las ecuaciones [8] y [9] representan el porcentaje mínimo de oxígeno y el máximo de hidrocarburos, respectivamente, que debe contener la mezcla al terminar el purgado del tanque, de forma que en la posterior ventilación no se atraviese ningún punto de la zona explosiva.

El mínimo porcentaje de hidrocarburos que se alcanzará viene determinado por la ecuación [2] dando a X su valor máximo.

Debe cumplirse, pues:

$$(100 - G)$$
 $\left(1 - \frac{X \text{ máx.}}{100}\right) \le \frac{2100 - 100 \text{ K}}{450 - \text{K}}$

es decir:

$$X \text{ máx.} \ge 100 \cdot \frac{42900 - G \cdot (450 - K)}{(100 - G) \cdot (450 - K)}$$
[10]

la ecuación [10] representa el valor mínimo que debe alcanzar el porcentaje de renovación en la inertización.

1.5.2. En ventilación

Al terminar la ventilación, el contenido de oxígeno en el tanque debe ser el más alto posible, es decir, el más próximo al 21 % que pueda alcanzarse.

Según la ecuación [4] el máximo porcentaje de oxígeno se alcanzará con una renovación máxima X máx., de forma que el 21 % se consigue con X=100.

1.6. Carga de crudo

Durante la operación de carga de un tanque inertizado, la atmósfera del espacio encima del líquido se irá enriqueciendo de vapores de hidrocarburos, pero sin aumentar el contenido de oxígeno. La composición de la mezcla se moverá sobre una recta como la OP de la figura 1 y, por lo tanto, fuera de la zona explosiva.

2. BARRIDO DE GASES, GENERALIDADES

Cuando un tanque está ocupado por una mezcla de gases de densidad d_B y se introduce por un orificio de entrada otra mezcla de densidad d_A , permitiendo la salida de la mezcla producida por otro orificio, la renovación de la atmósfera se realiza con unas características que dependen de la diferencia de densidades, de la velocidad de entrada de la mezcla A, de la estructura del tanque y de la posición de las aberturas de entrada y salida en el tanque.

2.1. Mezclado perfecto

Se realiza un barrido de gases por mezclado perfecto cuando el gas entrante se mezcla con el inicial de forma completamente homogénea e instantánea.

Llamando K_A y K_B a las concentraciones de gas Ay de gas B (entrante e inicial en el tanque) en un punto cualquiera del tanque en un instante determinado, en el proceso de mezclado perfecto se cumplen las siguientes condiciones:

Inicialmente, el tanque está lleno de gas B;

$$K_B = 1$$
 , $K_A = 0$

A partir de t = 0 comienza a entrar gas A en el tanque, siendo V_A el volumen de entrada por unidad de tiempo. Si V_T es el volumen total del tanque,

$$n = \frac{V_A}{V_T} \ ,$$

siendo n las renovaciones por unidad de tiempo.

Si la mezcla es perfecta:

$$\frac{dK_B}{dt} = -\frac{K_B \cdot V_A}{V_T} = -n \cdot K_B \qquad \frac{dK_B}{K_B} = n \cdot dt$$

por lo que

$$K_B = e^{-nt} ag{12}$$

$$K_A = 1 - K_B$$
 $K_A = 1 - e^{-nt}$ [13]

Ecuaciones válidas para todos los puntos del tanque.

2.2. Desplazamiento

En el caso que el mezclado no se produzca en todo el volumen del tanque, el gas B no mezclado es desplazado por la mezcla dirigiéndolo hacia la salida si ésta está situada en el extremo opuesto a la entrada.

Llamando V_T al volumen donde se produce un mezclado y to al tiempo que tarda en llegar la mezcla a la salida, se cumple:

$$t_o = \frac{V_T - V_T'}{V_A} = \frac{1}{n} - \frac{V_T'}{V_A}$$

Para

$$0 \le t \le t_0$$
,

en la salida

$$K_B = 1, K_A = 0$$

Para

$$t \ge t_o , \frac{dK_B}{dt} = -\frac{K_B \cdot V_A}{V'_T}$$

$$\frac{dK_B}{dt} = -K_B \cdot \frac{1}{1/n - t_o} = -K_B \cdot \frac{n}{1 - n \cdot t_o}$$

y por tanto:

$$K_B = e^{-n} \cdot \frac{t - t_o}{1 - nt_o}$$
 [14]

$$K_A = 1 - e^{-n} \cdot \frac{t - t_o}{1 - nt_o}$$
 [15]

Las ecuaciones son aplicables únicamente al punto de salida del tanque. Se observa que las ecuaciones [14] y [15] son más generales que [12] y [13], pues sustituyendo en aquéllas $t_o = 0$ se obtienen éstas. Cuando se produce un desplazamiento, la renovación de los gases se realiza más rápidamente que en un mezclado perfecto, al ser $(1 - nt_o)$ menor que la unidad, aunque algunas zonas del tanque tarden en modificar su composición cierto tiempo desde que comienza a introducirse el gas nuevo.

2.3. Velocidad de entrada crítica

Cuando el gas entrante se introduce por cubierta y es de menor densidad que el gas inicial del tanque o bien se introduce por el fondo y es de mayor densidad, a su avance se opone una fuerza, función de la diferencia de densidades,

Sea una partícula de gas entrante A, de masa m y de volumen V.

$$\begin{split} F &= (V \cdot d_B - m) \, g = V \, (d_B - d_A) \, g \cdot \\ &- m \cdot \frac{dv}{dt} = V \, (d_B - d_A) \, g = m \, \frac{d_B - d_A}{d_A} \, g \cdot \\ &- v = \int \frac{d_B - d_A}{d_A} \, g \cdot dt = \\ &= \frac{d_B - d_A}{d_A} \, gt + K \quad \left\{ \begin{array}{l} v = v_o - \frac{d_B - d_A}{d_A} \, gt \end{array} \right. \end{split}$$
 para

$$t = o$$
 $v = v_o$,

luego

$$K = -v_0$$

llamando h al espacio recorrido:

$$h = \int v \, dt = v_o \cdot t - \frac{1}{2} \, \frac{d_B - d_A}{d_A} \, g \, t^2$$

El máximo espacio recorrido será el correspondiente al punto en que la velocidad se anule:

$$v = o \qquad v_o = \frac{d_B - d_A}{d_A} gt \ t = \frac{v_o}{g} \cdot \frac{d_A}{d_B - d_A}$$
$$h \text{ máx.} = \frac{1}{2} \frac{v_o^2}{g} \frac{d_A}{d_B - d_A}$$

Por lo tanto, para que el gas entrante llegue a un punto de profundidad (o altura si entra por el fondo) determinada, h_1 , la velocidad de entrada deberá ser mínimo tal que:

$$v_o^2 = 2 \ g \ h_1 \cdot \frac{d_B - d_A}{d_A}$$
 [16]

El razonamiento anterior se ha hecho despreciando la pérdida de energía del gas entrante debida a la resistencia viscosa de difusión de los dos gases. No se tiene tampoco en cuenta la estructura del tanque.

Si en el tanque no existiera ningún obstáculo estructural para el libre movimiento de los gases y no hubiera otra pérdida de velocidad que la supuesta por la flotabilidad, se produciría en el tanque un mezclado perfecto siempre que la velocidad de entrada v_o fuera mayor que la deducida de la ecuación [16] haciendo h_1 igual al puntal del tanque. La posición de salida no influye en el proceso.

Si v_o es menor que la deducida de [16], el proceso de barrido se efectuaría de acuerdo con 2.2. (desplazamiento) siempre que la salida del tanque estuviera opuesta a la entrada.

A la v_o que separa los procesos de mezclado y desplazamiento es a la que llamamos velocidad crítica, y como puede deducirse de la ecuación [16] para un mismo tanque dicha velocidad es directamente proporcional a la diferencia de densidades entre gas entrante y mezcla inicial.

Cuando la dirección de entrada del gas es del mismo sentido que la flotabilidad entre los dos gases, no existe una velocidad crítica y en teoría se producirá siempre un mezclado. Es decir, cuando el gas entrante es de menor densidad y se introduce por cubierta, no puede conseguirse un barrido por desplazamiento.

2.4. Barrido de gases en tanques reales con elementos estructurales

Debido a que en los tanques reales existen zonas a las que el acceso del gas entrante se dificulta por los esfuerzos estructurales existentes, es evidente que las condiciones ideales en las que hemos definido los procesos de mezclado perfecto y desplazamiento no se cumplirán. Vamos a intentar a continuación hacer un análisis de lo que puede ocurrir en las distintas zonas de un tanque, según sean los valores de las distintas variables que intervienen en el proceso, limitándolo con la condición de que la salida de gases durante el barrido está siempre en cubierta, pues de esa forma se han realizado los ensayos.

Con la condición anterior puede descartarse la posibilidad de que se produzca un barrido por desplazamiento puro entrando el nuevo gas también por cubierta. Efectivamente, si $d_A > d_B$ teóricamente se produciría un mezclado. Y si $d_A < d_B$ y la velocidad de entrada fuera inferior a la crítica, el volumen de gas B desplazado no tendría salida por el fondo del tanque y se produciría una combinación de los dos tipos de proceso.

En el caso de que el gas A entrara por el fondo del tanque (por tuberías de carga, por ejemplo), si $d_A < d_B$, teóricamente el proceso sería de mezclado. Y si $d_A > d_B$ y la velocidad de entrada fuera menor de la crítica, podría en ese único caso producirse un proceso por desplazamiento.

El barrido de gases en un tanque de un petrolero con instalación de un sistema de gas inerte puede ser de tres tipos:

- 1) Barrido de hidrocarburos + gas inerte por gas inerte $d_A < d_B$
- 2) Barrido de gas inerte por aire ... $d_A < d_B$
- 3) Barrido de aire por gas inerte ... $d_A > d_B$

Solamente en procesos del tipo 3) podrían producirse barridos por desplazamiento puro según las deducciones anteriores. Pero por tratarse del proceso que deberá realizarse en el buque con menor frecuencia y debido a que la entrada de gas inerte en el tanque se hace normalmente por cubierta, no se han realizado ensayos de este tipo y se limita, por lo tanto, el planteamiento general a barrido de gases por mezclado. Partimos, pues, de una velocidad de entrada superior siempre a la crítica.

Estudiemos ahora la influencia de los elementos estructurales en el interior del tanque.

Si la llegada del gas entrante a determinadas zonas del tanque se dificulta por los obstáculos estructurales, podemos suponer que aunque la velocidad de entrada sea superior a la crítica teórica, durante cierto período de tiempo inicial no llega nuevo gas a dichas zonas.

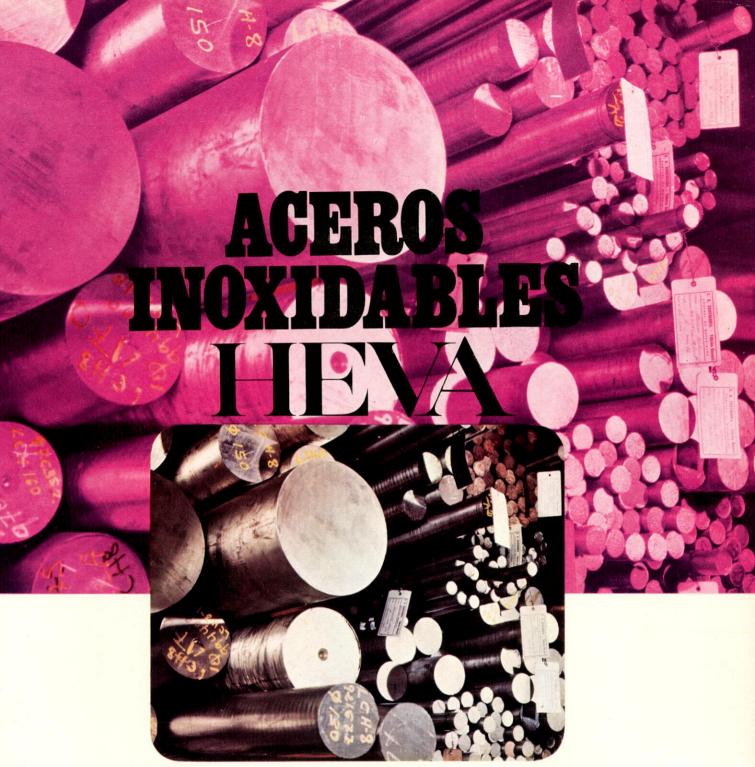
Llamemos V_1 al volumen de las zonas de acceso difícil. Al resto del tanque, es decir, a un volumen $V_T - V_1$, llega un volumen de gas A por unidad de tiempo V_A con velocidad superior a la crítica, por lo que se realizará un proceso de mezclado.

Por el mismo razonamiento con que se ha deducido la ecuación de mezclado perfecto [13] haciendo

$$C_m = \frac{V_T - V_A}{V_T}$$
; $(C_m < 1)$ obtendremos:
$$K_A = 1 - e^{-nt/Cm}$$
 [17]

Ecuación que define la concentración en cada instante en puntos del tanque a los que el gas llega libremente, válida para un período de tiempo inicial (hasta que el gas A llega a las otras zonas).

Al ser $C_m < 1$, la pendiente de la curva es mayor que la de mezclado perfecto, lo que explica que en



Ponemos a su disposición una completa gama de aceros inoxidables:

- Austeníticos Martensíticos
- Ferríticos Refractarios
- Para válvulas De propiedades especiales

La selectividad de las materias primas, las modernas instalaciones y la avanzada tecnología de S. A. ECHEVARRIA, nos permiten situar nuestros productos en el mercado con las máximas garantías.

Fabricamos perfiles redondos, exagonales, cuadrados y planos, con superficie laminada, forjada, calibrada y rectificado-plata.

Disponemos de existencias en nuestros Almacenes, para entrega inmediata.

Consúltenos.

FABRICADOS BAJO EL COMPROMISO QUE RIGE EN HEVA, LA CIUDAD DEL ACERO:

Contrastada la calidad, nuestro lema es el servicio.



SOCIEDAD ANONIMA
ECHEVARRIA
BILBAO



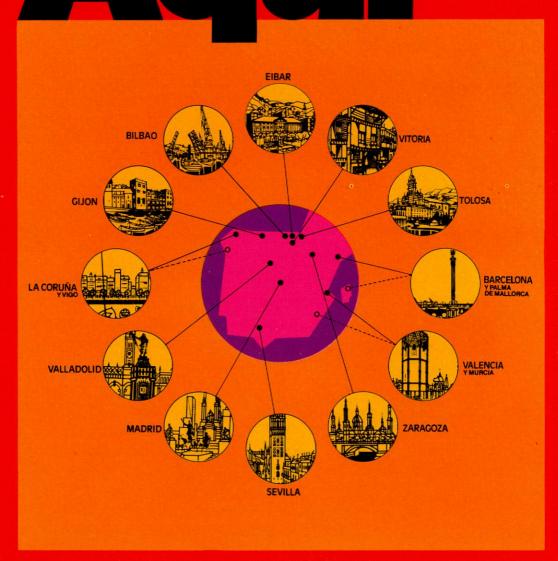
LA CIUDAD DEL ACERO llega a todas las ciudades de España. Servicio es la palabra y la conducta real de HEVA, recogida en su compromiso de empresa: Contrastada la calidad, nuestro lema es el servicio.

Un amplio Servicio Técnico y Comercial, con Delegaciones y Almacenes, que S. A. ECHEVARRIA mantiene y amplia como esencia de su responsable profesionalidad.

Aqui, en el servicio, en cada uno de los puntos atendidos por la Red de Ventas de S. A. ECHEVARRIA, hacemos presente nuestro desarrollo de empresa.

Aqui puede usted comprobar que S. A. ECHEVARRIA es una empresa que va a más.

Pida el CATALOGO DE PUBLICACIONES HEVA al Departamento de Publicidad de S. A. ECHEVARRIA, (Alda. Urquijo, 4 - Bilbao-8).



DELIGACION ZORA NORTE - ACEDO HEVA - ALAMEDA DE URCURO, II - BREADE ALMACEN ZORA NORTE - ACEDO HEVA - FARRICA BASAURI - SAN MIDISE DE BASAURI - VAZCAVA ALMACEN ZORA ACMAZIA - ACEDO HEVA - BADAVA 10 - VITORIA DESTRUBICIO ZORA ARVIERA - ACEDO HEVA - BADAVA 10 - VITORIA DESTRUBICIO ZORA ARVIERA - LA INDOSTERE, R. C. - SAN JUAN 19 - ERAR DESTRUBICIO ZORA ARTURIANA - BUDINISTROS MENEREYA - MARQUES DE SAN ESTERIAN SI - GUON BELGACION ZORA ARTURIANA - BUDINISTROS MENEREYA - MARQUES DE SAN ESTERIAN SI - CORRED BELGACION ZORA ARTURIA SI - ACEDOS MEVA - AVENDA FERRADISCO CARMILEO, 31 - ZARAGGIZA DELECACION ZORA ARTURIA CHARDES MENORIA DESTRUBICIONAS - ALEDOS MEVA - AURIDIAN ADRIBUTIONA DECIMINA SI - ACEDIS MENORIA DESTRUBICIONA SI SAN ESTERIA DE MENORIA DE MARCINA SI SAN ESTERIA DE MENORIA DE MENORIA DE MARCINA DESTRUBICIONE PORTE DE MARCINO PORTA CARRELLA LA VIGIA - ACERCE MEVA - CARPETRA DE MADRIO SI - VIGIA DELIGIACION ZORA CARRELLA LA VIGIA - ACERCE MEVA - CARPETRA DE MADRIO SI - VIGIA DELEGACION ZORA CERRELLA LA VIGIA - ACERCE MEVA - CARPETRA DE MADRIO SI - VALIADOUR DELEGACION ZORA CERRELLA LA VIGIA - ACERCE MEVA - CARPETRA DE MADRIO SI - VALIADOUR DELEGACION ZORA CERRELLA LA VIGIA - ACERCE MEVA - CARPETRA DE MADRIO SI - VALIADOUR DELEGACION ZORA CERRELLA LA VIGIA - ACERCE MEVA - CARPETRA DE MADRIO SI - VALIADOUR BUDICA - CARRELLA AMARCILA - VALIADOUR - VALIADOUR - VALIADOUR BUDICA - CARRELLA AMARCILA - VALIADOUR - VALIADOUR

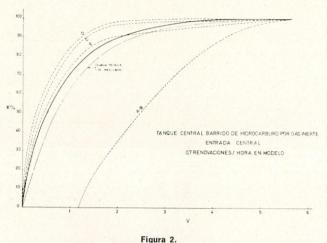


SOCIEDAD ANONIMA ECHEVARRIA BILBAO



Número 483 INGENIERIA NAVAL

los ensayos con modelo se hayan obtenido puntos con concentración superior a la correspondiente curva teórica (ver fig. 2):



A las "zonas desfavorables" del tanque en principio no les llega gas. Pero es lógico que después de transcurrido cierto tiempo les comience a llegar, ya que la densidad de la mezcla existente entre la boca de entrada y la zona en cuestión se habrá aproximado a la densidad del gas entrante (al aumentar K_A) y, por lo tanto, la pérdida de velocidad se hará menor con el tiempo.

A partir del instante en que el gas A llega a la zona en cuestión, podría producirse un desplazamiento o un mezclado según la velocidad y las densidades de las mezclas en aquel punto.

Si el proceso es tal que el sentido de la velocidad de acceso se opone a la flotabilidad de una mezcla en relación con la otra, lógicamente se producirá inicialmente un desplazamiento, mientras la velocidad sea inferior a la crítica. Cuando ésta se sobrepase, se producirá un mezclado. Durante el desplazamiento la renovación se producirá con rapidez (pendiente mayor que la curva teórica de mezclado) y durante la renovación será más lenta (pendiente como máximo igual a la de la curva teórica).

La secuencia desplazamiento-mezclado puede repetirse varias veces, teniendo en cuenta que el gas *B*, inicialmente ocupando la zona en cuestión, pasará a otras zonas del tanque con las consiguientes perturbaciones en la relación de densidades y la pérdida de velocidad.

El resultado del proceso será variable en función de todos los factores que intervengan en él de acuerdo con los supuestos anteriormente expuestos, por lo que los ensayos con modelos pueden ser muy útiles para determinar las condiciones óptimas de operación en cada caso.

3. Ensayos con modelos a escala

Hemos visto que en los procesos de barrido de gases en tanques, los porcentajes de renovación en función del tiempo en los distintos puntos del tanque dependen de la diferencia de defensidades de las mezclas, de la velocidad de entrada del gas nuevo, de la estructura del tanque y de la posición de las aberturas de entrada y salida.

Con objeto de analizar todos los factores, se procedió a efectuar ensayos con modelo, a fin de determinar las siguientes variables:

- Diámetro máximo de la tubería de entrada.
- Situación de la entrada.
- Proceso óptimo en cuanto a velocidad de entrada de gases, con el fin de conseguir condiciones finales de seguridad intrínsecos.

El buque objeto del estudio ha sido un petrolero de 172.000 TPM en construcción en la E. N. Bazán de El Ferrol del Caudillo.

Se construyeron modelos en plástico transparente de un tanque central y de uno lateral (figs. 3 y 4) con la salida de gases por la válvula de exhaustación del tanque, habiendo simulado los siguientes procesos:

- a) Purgado de un tanque con gas inerte.
- b) Barrido de gas inerte por aire.
- c) Barrido de aire por gas inerte.

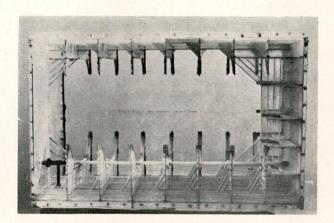


Figura 3.

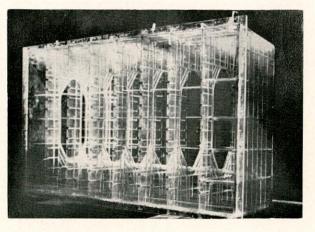


Figura 4.

Para los ensayos a) y c) se probaron dos entradas en cubierta, situadas una en el centro y otra a popa del tanque y las dos en la línea longitudinal central del tanque.

Cada uno de los ensayos se repitió para distintas velocidades de entrada.

Los ensayos fueron realizados en el I.N.T.A. de Torrejón de Ardoz bajo la dirección de D. Pedro Pérez del Notario, Jefe de Sección del Departamento de Motopropulsión y con técnicas desarrolladas por dicho Instituto.

3.1. Variables de los ensayos

Las variables que intervienen en el proceso son las siguientes:

- Eslora, manga y puntal del tanque (longitud).
- Densidades y viscosidades de los fluidos entrante y desplazado.
- Coeficientes de difusión de los fluidos.
- Velocidad de entrada del fluido.

Todas las variables anteriores están ligadas entre sí por las siguientes relaciones:

Número de Reynolds, número de Froude, número de Schmidt, relación de densidades y relación de viscosidades.

Se consideró necesario mantener en principio las siguientes relaciones entre tanque real y tanque modelo.

Relación de densidades

$$\frac{d_A o}{d_B o} = \frac{d_A m}{d_B m}$$

Números de Froude

$$\frac{Vo}{\sqrt{gL_o}} = \frac{Vm}{\sqrt{gLm}} \quad ; \quad \frac{Vo}{V_m} = \sqrt{\frac{Lo}{Lm}} \quad [19]$$

Por razones constructivas se eligió la relación

$$\frac{Lo}{Lm} = 50$$

Para mantener el número de Reynolds sería necesario que:

$$\frac{VoLodo}{No} = \frac{VmLmdm}{Nm} ;$$

$$\frac{Nm/dm}{No/do} = \frac{VmLm}{VoLo} = \left(\frac{Lm}{Lo}\right)^{3/2}$$
 [20]

y para mantener el producto del número de Reynolds por el de Schmidt habría que cumplirse que

$$\frac{Dm}{Do} = \left(\frac{Lm}{Lo}\right)^{3/2}$$
 [21]

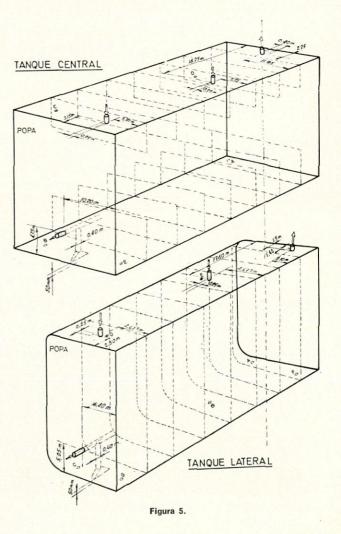
Con la relación de escala tomada resulta la relación

$$\left(\frac{Lm}{Lo}\right)^{3/2} = 2.83 \cdot 10^{-3}$$

De la relación [20] se sacó la conclusión de que la relación de viscosidades cinemáticas del modelo al tanque real es mucho menor que la unidad, por lo que en el modelo sería necesario trabajar con líquidos, concretamente soluciones salinas de diferentes densidades. Ahora bien, al trabajar con soluciones salinas no se conservan los números de Reynolds ni el producto de éste por el número de Schmidt, pero se trabaja dentro de límites de seguridad, al ser las condiciones en el modelo más favorables que en el tanque real, puesto que para soluciones salinas en el modelo y gases en el tanque real la relación de números de Reynolds $\frac{REm}{REo}$ es del orden de 4×10^{-2} ,

o sea, el número de Reynolds es menor en el modelo y como la energía cinética absorbida por el fluido inicial es mayor cuanto menor sea el número de Reynolds, el coeficiente de resistencia a la entrada de la vena es mayor.

Con relación al producto del número de Reynolds por el de Schmidt estamos en condiciones desfavorables en el modelo, puesto que la difusión en el tanque real es mayor que en el modelo, es decir, $D_{\rm M} < D_{\rm o}$.



Como decimos anteriormente, se han tomado soluciones salinas de distintas densidades, de manera que se conservaran las relaciones de densidades tanque real al tanque modelo.

3.2. Expresión de los resultados de ensavos

Durante los ensayos se midieron conductividades eléctricas en los puntos señalados en la figuar 5.

Estas medidas se efectuaron de forma continua en el conducto de salida y a períodos regulares de tiempo en los puntos indicados. Igualmente se hicieron fotografías del proceso, para lo cual se coloreó la vena líquida entrante. (En las figuras 6a a 6e pueden verse

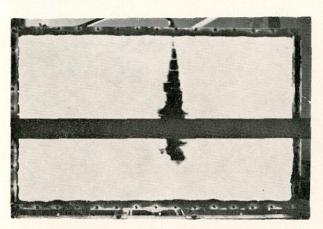


Figura 6 a.

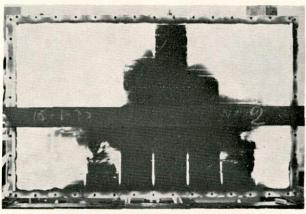


Figura 6 b.

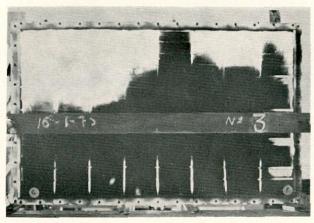


Figura 6 c.

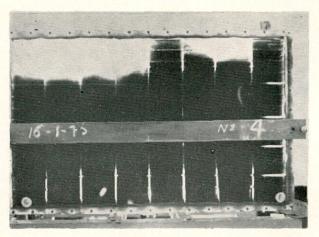


Figura 6 d.

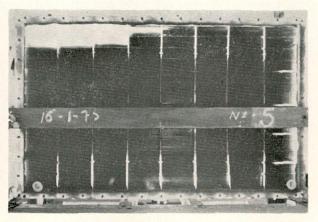


Figura 6 e.

fotografías realizadas durante el ensayo de barrido de aire por gas inerte en el tanque lateral, entrada central, a 1 ren/hora). De las distintas conductividades medidas se pasó a concentraciones y se representaron en un diagrama cartesiano, siendo las abscisas volúmenes de gas A entrante sobre volumen total (renovación) y en ordenadas los porcentajes de cambio de atmósfera.

Conclusiones prácticas derivadas de los ensayos

4.1. Determinación del diámetro de entrada de gas

De la fórmula [16] determinamos la velocidad crítica de entrada para los siguientes datos de partida.

h = puntal = 24 m

 $d_A = \text{gas inerte} = 1,35$

 $d_{\rm B}={
m mezcla}$ existente en el tanque al finalizar la descarga = 1,44

 V_o Crítica = 5,60 m/s.

La mínima velocidad de entrada en el buque la tendremos dando gas a todos los tanques, es decir, un caudal de 1.333 m³/h. a cada tanque. Por lo tanto, tendremos:

Caudal
$$S \ge V_o cnt$$
 $S \le \frac{1.333}{5.6 \times 3600} = 0.066 \text{ m}^2$

de donde

D entrada ≤ 290 mm·

En el buque se ha seleccionado un diámetro D = 250 mm.

4.2. Una vez realizados todos los ensayos (19 para el tanque central y 14 para el lateral), se examinaron las curvas obtenidas de renovación de atmósferacambio de volumen, llegando a la conclusión de que la entrada por el centro de la cubierta de cada tanque era preferible debido a un mejor rendimiento de la operación.

4.3. Proceso óptimo

En el capítulo I se han analizado los procesos de inertización (purgado) y ventilación, comprobándose que la composición de la mezcla al finalizar el proceso es función del contenido inicial de la mezcla, del contenido de oxígeno en el gas inerte y del porcentaje de atmósfera renovada en el tanque.

Por lo tanto, en primer lugar debemos fijar los porcentajes de renovación de atmósfera necesarios en cada proceso para finalizar éste en condiciones de seguridad total.

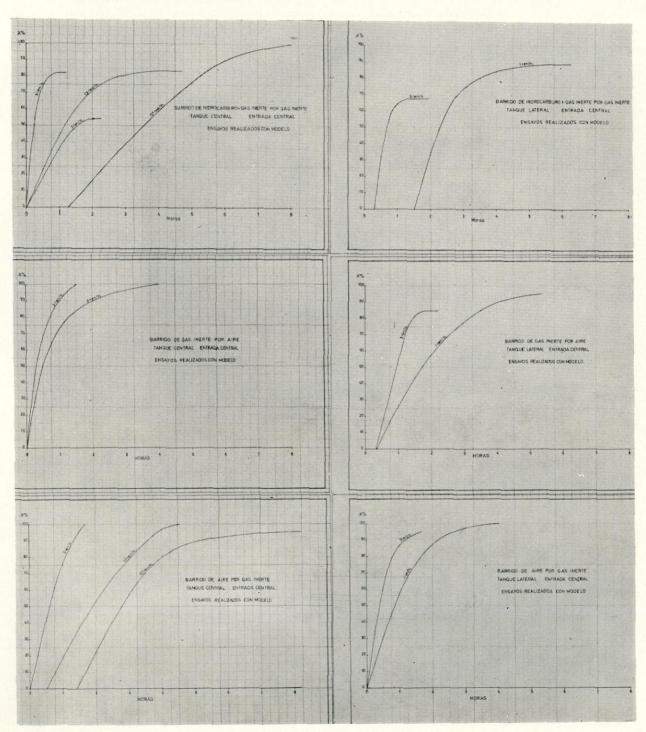


Figura 7.

Número 483 INGENIERIA NAVAL

4.3.1. Porcentaje mínimo de renovación en el purgado por gas inerte

Partiendo de una composición al finalizar la descarga de crudo del 84 % de gas inerte y 16 % de gases de hidrocarburos y con un contenido de oxígeno en el gas inerte que introducimos del 4 %, resulta de la fórmula [10]

$$X \ge 76\%$$

Naturalmente, para distintos valores de composición de la mezcla de gases al finalizar la descarga, obtendremos distintos porcentajes de renovación de la atmósfera de manera que obtengamos máxima seguridad, es decir, que lleguemos a puntos por debajo de la recta crítica de dilución en el diagrama Oxígeno-Gases de hidrocarburos (fig. 1).

De lo anterior y de las curvas renovación de atmósfera-cambios de volumen obtenidos en los ensayos, llegamos a determinar el proceso óptimo en cuanto a seguridad y tiempo empleado en el proceso, ya que como vemos no es necesario llegar a una renovación total de la atmósfera del tanque para llegar a una seguridad total.

En la figura 7 se han representado los puntos del tanque (central o lateral), cuyo rendimiento, en la el tanque por inertizado, habiendo comprobado en los ensayos que en este momento existen puntos en el

operación de cada proceso, era más bajo, puesto que son estos puntos los que deben ser estudiados más

detenidamente y no la salida de gas por la válvula

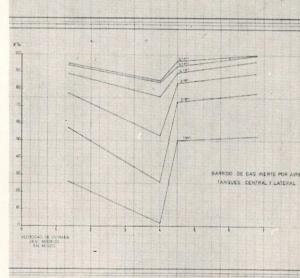
de exhaustación, en la que normalmente la concen-

tración óptima se alcanza rápidamente. Esto nos in-

dica que la práctica seguida hasta ahora en las insta-

laciones de gas inerte no es buena, ya que mide la

concentración en la salida y cuando ésta difiere en 1 % de la concentración del gas inerte entrante se da



SCIONO DE E

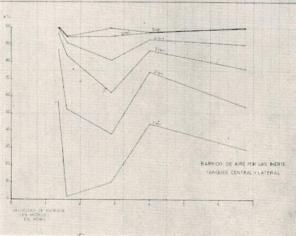


Figura 10.

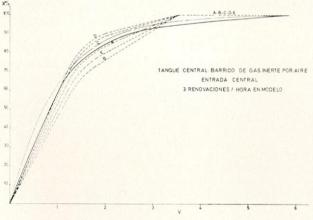


Figura 8.

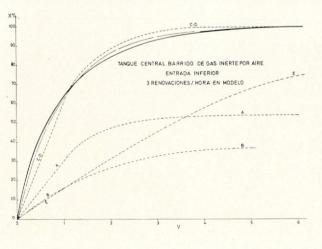


Figura 9.

tanque en los cuales no se ha alcanzado la renovación de atmósfera mínima que nos dé condiciones de seguridad intrínseca posteriormente.

En la primera de las figuras citadas anteriormente en la que se ha representado el punto más desfavorable del tanque central para el proceso de purgado de la atmósfera del tanque después de la descarga, observamos que solamente a baja velocidad 0,7 ren/h. en el modelo (0,1 ren/h. en el tanque real), se consigue un cambio total de la atmósfera del tanque aunque al cabo de 8 horas en el modelo y 56 en el tanque real, pero dado que según hemos visto anteriormente no es necesario el cambio total de atmósfera, sino un determinado tanto por ciento de renovación, podremos llegar a condiciones de seguridad con una velocidad alta.

En cuanto a los ensayos de una primera inertización del tanque (fig. 7), incluso en los puntos más desfavorables se alcanza el cambio total de atmósfera a diferentes velocidades, lo cual se explica fácilmente, ya que al tener la entrada y salida de gases por la parte superior del tanque y ser el gas entrante de mayor densidad que el gas existente en el interior, al principio el gas inerte efectúa un barrido (efecto pistón) desde la parte inferior a la superior desplazando toda la atmósfera primitiva por relleno del tanque.

En la ventilación de los tanques se ha observado en los ensayos que la entrada que produce los resultados mejores es igualmente la situación en cubierta y en el centro, puesto que la ventilación por el chupón de carga deja puntos oscuros sin una suficiente renovación de atmósfera (figs. 8 y 9).

Como resumen de lo anterior y con el fin de dar instrucciones concretas de manejo, se han dibujado las curvas velocidad de entrada-renovación de atmósfera para los tres procesos estudiados (fig. 10) y en las que se dibujan las curvas de 1, 2, 3, ..., 6 cambios de volumen de tanque.

Podemos observar que para el proceso de purgado con gas inerte, para obtener el porcentaje de renovación mínimo señalado en el párrafo 4.3.1 con un máximo de 6 cambios de volumen, es necesaria una velocidad en el modelo menor de 3,5 m/s. o mayor de 10,4 m/s., es decir, en el buque debemos obtener

unas velocidades menor que 24,5 m/s. o mayor que 73 m/s. en la entrada del tanque, quedando por tanto definido el número de tanques a inertizar en el proceso para un máximo de 6 renovaciones de cada tanque. La velocidad de proceso dependerá entonces de factores ya de manejo del buque como lavados, ventilaciones, lastrados, etc.

Parece por los gráficos que si aumentáramos el número de renovaciones de los tanques, podríamos utilizar una gama mayor de velocidades, pero en los ensayos se ha observado la tendencia de los puntos oscuros del tanque a estabilizarse en un porcentaje determinado de renovación de atmósfera para determinadas velocidades, es decir, la existencia de un mínimo en la zona comprendida entre 3,5 m/s. y 10,4 m/s., por lo que para tener el convencimiento de estar en zona de seguridad intrínseca debera huirse de estas velocidades peligrosas.

El proceso de una primera inertización, es decir, el purgado de aire (fig. 10) por gas inerte, tiene resultados positivos a cualquier velocidad como hemos visto antes, y cómo dicho proceso es utilizado normalmente para un solo tanque, salvo la fase de salida de dique, es indudable que se producirá la inertización en un período de tiempo muy corto.

Sin embargo, en la ventilación de los tanques (figura 10) en los que el porcentaje de renovación de la atmósfera del tanque debe acercarse al 100 % para tener condiciones de seguridad (entrada de tripulantes), la velocidad deberá ser alta, mayor de 6 m/s. en el modelo y mayor de 42 m/s. en el buque para 6 cambios de volumen del tanque, y únicamente si aumentásemos considerablemente el número de cambios de volumen, podríamos utilizar velocidades muy bajas, menores de 1,5 m/s. en el modelo.

Con lo anteriormente expuesto, hemos intentado dar un paso más en la utilización del gas inerte a bordo de los buques, y por consiguiente, en la seguridad de las tripulaciones y de los buques.

Queremos finalmente agradecer la colaboración y consejos prestados para la realización de los ensayos y conclusiones de los mismos al Departamento Técnico de la E. N. Elcano y de Naviera Vizcaína, armadores de los buques objeto del estudio.

BARCOS

ENTREGA DEL PATRULLERO «LAZAGA»

El día 14 de julio pasado se realizó la entrega a la Marina de Guerra española del patrullero "LAZAGA", prototipo de los buques que la Empresa Nacional Bazán construye para nuestra Armada, todos los cuales serán designados con los nombres de los héroes de nuestra gloriosa Marina de Guerra.

Estas nuevas unidades desplazan 400 toneladas y sus características principales son las siguientes:

Eslora, 58,10 metros; manga, 7,60 metros; puntal, 4,87 metros; dos motores diesel MTU de 4.000 BHP cada uno (construidos en la factoría de Cartagena a partir del segundo barco de la serie), que le permiten alcanzar una velocidad próxima a los 30 nudos; autonomía, 6.100 millas a 17 nudos.

El armamento está compuesto por un cañón automático de tiro rápido Oto-Melara de 76 mm., de superficie y antiaéreo; un cañón Breda-Bofors de 40 mm. y dos ametralladoras de 20 mm. Oerlikon.

Aunque el armamento referido, especialmente la artillería Oto-Melara de 76 mm., significa una novedad en muchas de las modernas flotas en servicio, es de destacar que este grupo de patrulleros están especialmente concebidos para adaptar varias combinaciones de armamento, ya que tanto la plataforma disponible, como su dirección de tiro, como sus reservas de energía, etc. permiten incluso poder equiparlos con tubos lanzatorpedos o equipos de lanzamisiles superficie-superficie.

Electrónicamente estos buques están magníficamente dotados y su dirección de tiro es Signaalapparaten modelo VM 22/43-54, para control de blancos aéreos y de superficie.

La factoría de San Fernando, que ha entregado ya como constituyentes de la 2.ª Fase del Programa Naval los buques hidrográficos "Rigel", "Antares", "Malaspina" y "Tofiño", tiene actualmente el siguiente programa de botaduras y entregas durante este año de 1975 en lo que se refiere a la construcción de patrulleros y patrulleros ligeros que forman parte de dicho Plan:

Patrulleros que se botarán o se han botado durante el año 1975

Patrullero		 	 	 P-02	"Alsedo".
"		 	 	 P-03	"Cadarso".
**		 	 	 P-04	"Villaamil".
**		 	 	 P-05	"Bonifaz".
,,		 	 	 P-06	"Recalde".
Patrullero					
,,	,,	 	 	 P-13	"Javier Quiroga".

Patrulleros que se entregarán durante el año 1975

Patrullero			 	 	 P-01	"Lazaga".
"			 	 	 P-02	"Alsedo".
Patrullero	lig	ero	 	 •••	 P-11	"Barceló".



El patrullero «Lazaga», en pruebas de mar.

Todos los buques anteriores y las corbetas para la Marina de Guerra española en construcción en la factoría de Cartagena llevarán artillería Oto-Melara de 76 mm. y Bofors de 40 mm. construida en el Departamento de Artillería de la factoría de San Fernando.

Es de destacar que a partir del segundo de la serie, el porcentaje de nacionalización de estos buques ha alcanzado un 80 por 100, teniendo en cuenta que, además de su artillería, construida en la factoría de San Fernando, los motores propulsores lo son en su factoría de Cartagena.

BOTADURA DE LA CORBETA «DESCUBIERTA»

En los astilleros de la factoría de Cartagena de la Empresa Nacional Bazán de C. N. M., S. A., el día 8 de julio pasado se procedió a la botadura de la primera corbeta, de nombre "DESCUBIERTA", de una serie de cuatro que la Marina de Guerra española tiene encargadas a dicha factoría.

Las características principales de esta nueva corbeta "DESCUBIERTA" que se incorporará en su día a la flota nacional son:

Eslora	88,8	metros
Manga	10,4	,,
Puntal	6,2	,,
Desplazamiento	1.500	toneladas

El proyecto del buque ha sido realizado por la factoría de Cartagena de la E. N. Bazán, habiéndose aplicado los criterios y técnicas más avanzadas. Los materiales y equipos utilizados en su construcción son en su mayoría de fabricación nacional.

El buque irá propulsado por cuatro motores diesel BAZAN-MTU 16 V 956 TB 91, desarrollando cada uno de ellos una potencia de 4.380 CV a 1.575 r. p. m., acoplados dos a dos a dos reductores, que transmiten las potencias a dos ejes con hélices de paso variable que le capacitan para desarrollar altas velocidades. El control de mando puede hacerse desde una Central y desde el puente de gobierno.

La potencia eléctrica, de 1.700 KVA, está suministrada por cuatro grupos diesel-alternadores, constituido cada uno por un motor BAZAN-MAN R8V-16/18 TLS de 520 CV a 1.200 r. p. m. Para emergencia lleva instalada una turbina de gas-alternador de 450 kW.

El buque irá dotado de armamento moderno, con capacidad antisubmarina, antiaérea y antibuque, compuesta por:

- Un cañón de 76 milímetros de gran ritmo de fuego.
- Dos cañones de 40 milímetros.
- Un lanzacohetes antisubmarino bitubo de 375 milímetros.
- Dos montajes lanzatorpedos antisubmarinos.
- Un sistema de misiles superficie-aire.
- Un sistema de misiles superficie-superficie.

Para la dirección de este complejo armamento, el buque irá dotado de los sensores (radares, sonares, contramedidas electrónicas, etc.) y directores electrónicos más avanzados, formando un conjunto integrado que permitirá a esta moderna unidad una capacidad ofensiva y defensiva nada comunes.

El mismo día fue puetsa la quilla de la segunda unidad, llamada "DIANA", cuya botadura está prevista realizar en enero de 1976.

ENTREGA DEL BUQUE POLIVALENTE OFFSHORE «SEAWAY FALCON»

Construido por el astillero Martin Jansen, ha sido entregado recientemente a sus armadores el buque "Seaway Falcon", cuyas características principales son las siguientes:

Eslora total	80,65 m.
Eslora entre perpendiculares	74,60 m.
Manga	16,00 m.
Puntal a la cubierta principal	7,10 m.
Puntal a la cubierta shelter	4,40 m.
Calado	4,30 m.
Peso muerto	1.800 tons.
Velocidad	14,5 nudos
Potencia	$4 \times 1.050 \text{ BHP}$

Está propulsado por cuatro motores MWM de 1.050 BHP a 900 r. p. m., que están conectados por parejas, a través de una reductora, a una hélicetobera de paso controlable. Además está equipado con cuatro propulsores transversales, dos en proa y dos en popa, accionados por motores eléctricos que están alimentados por dos alternadores de 900 KVA, acoplados a los motores propulsores istuados al costado. Pueden proporcionar un empuje lateral de hasta 30 toneladas y se controlan desde el puente. La energía eléctrica auxiliar es suministrada por tres generadores de 250 KVA, 440 V.

La capacidad de combustible es de 1.300 metros cúbicos aproximadamente, permitiendo que el buque esté en servicio ininterrumpido durante dos semanas. La amplia actividad operacional de este buque polivalente se extiende desde la lucha contraincendios en buques y plataformas de perforación hasta la inspección y reparación de tuberías e instalaciones submarinas, buceo y observación a profundidades de 300 y 500 metros, respectivamente, y toda clase de ingeniería bajo el agua.

La instalación contraincendios está accionada por dos turbinas de gas de 2.100 HP cada una y tiene capacidad para bombear 140 tons/min. de agua, a una presión de 10,5 Kg/cm², por medio de cuatro monitores controlados remotamente, pudiendo llegar el agua hatsa una distancia de 100 metros. La potenica de estas bombas es tan grande que solamente por la reacción que producen sobre el buque, éste puede alcanzar una velocidad de tres nudos. Para protegerse durante la extinción de un incendio del tremendo calor, lleva un monitor adicional sobre el puente, de una capacidad de 4,3 tons/min.

La instalación de buceo, situada en el centro del buque, consta de una campana de buzos, esclusa y

PORTODAS LAS RU-TAS CON DECCA



TODA CLASE DE EQUIPOS ELECTRONICOS EMPLEADOS EN LA MARINA MERCANTE, FLOTA PESQUERA Y NAUTICA DEPORTIVA.

















Departamentos Técnico -Comerciales especialmente dedicados a:

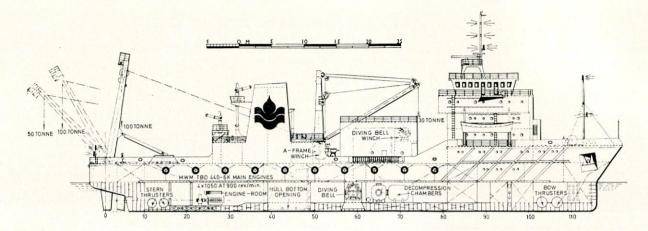


AUTOMATIZACION Y CONTROL O COMUNICACIONE MOVILES, TERRESTRES Y AEREAS • ELECTRONICA INDUSTRIAL • EQUIPOS MOVILES



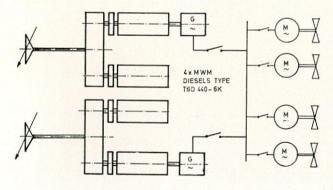
c/. JORGE JUAN, 6

HISPANO RADIO MARITIMA, S.A. Tel. 276 44 00 - Telex: 22 6 48 MADRID-



dos cámaras de descompresión, en las que pueden alojarse ocho buzos. La campana está diseñada para realizar trabajos de observación a profundidades hasta de 500 metros.

En popa tiene una grúa de 100 toneladas, accionada hidráulicamente, que se usa para los trabajos de inspección y reparación offshore. A continuación dispone de un amplio espacio en la cubierta para la estiba y manipulación de las piezas izadas y para poder recibir helicópteros cuando la grúa esté en posición horizontal. Para los trabajos de suministro dispone de un tanque de seis por seis metros en el centro del buque, aproximadamente, que está provisto de tapas de escotilla en el fondo del casco y al nivel de la cubierta. Una grúa de 30 toneladas y ocho metros de alcance, situada en el lado del babor, puede mover el material a través del buque.



Para poder realizar todas estas operaciones, el buque ha de mantener su posición sobre un punto fijo del fondo del mar, lo que consigue, con un margen de un 5 por 100, mediante un sistema de posicionamiento dinámico.

ENTREGA DEL BUQUE DE SUMINISTRO «STAD SEA»

Recientemente ha tenido lugar en el astillero Ulstein Hatlø la entrega del "STAD SEA", primer buque UT 704, que tiene el perfil de un buque de suministro convencional, pero que ha sido proyectado como un buque "paragraph", capaz de operar como shelter abierto, con un registro neto inferior a 500 toneladas y un peso muerto de 1.000 toneladas.

En la condición de shelter cerrado, con un calado de seis metros, el peso muerto es de 2.000 toneladas.

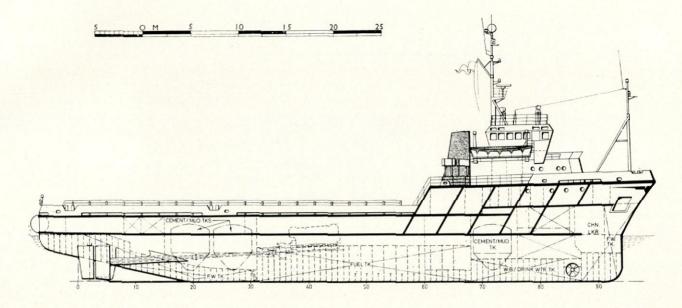
Hasta la fecha han sido contratados 24 buques de este tipo, seis por el astillero Ulstein Hatlø y los restantes se están construyendo en Finlandia, Alemania, España (Astilleros de Santander) y el Reino Unido. El "STAD SEA" es el segundo buque que ha entrado en servicio. Actualmente el precio de un buque standard UT 704 es del orden de 2,2 millones de libras.

Sus características principales son las siguientes:

Eslora total	64,40 m.
Eslora entre perpendiculares	56,40 m.
Manga	13,80 m.
Puntal a la cubierta shelter	6,90 m.
Puntal a la cubierta principal	4,75 m.
Calado (shelter abierto)	4,70 m.
Peso muerto correspondiente	1.000 tons.
Calado (shelter cerrado)	6,00 m.
Peso muerto correspondiente	2.000 tons.
Coeficiente de bloque	0,62
Potencia	2 × 3.520 BHP
Velocidad como shelter abierto	16,1 nudos
Velocidad como shelter cerrado	14,2 nudos
Tracción a punto fijo	87 tons.

Tiene los alojamientos y el puente muy a proa, consiguiéndose una amplia cubierta de trabajo. La popa es recta, del tipo de estampa, sobre dos hélices-toberas fijas. El doble fondo se extiende sobre toda la eslora del buque y en la cámara de máquinas hay un doble casco que forma los tanques de lastre y fuel.

Está propulsado por dos motores Nohab Polar F216V-D825 de 3.520 BHP a 825 r. p. m., que accionan a través de dos reductoras, dos hélices de paso controlable a 130 r. p. m. La cámara de máquinas, a pesar de tener doble casco, no está empachada. Con los motores principales situados entre el plano de crujía y el casco, se dispone de un espacio considerable entre ellos, en el que van instaladas las bombas de servicio de los motores, filtros, enfriadores y otra maquinaria auxiliar del buque. El consumo diario de fuel al 70 por 100 de la potencia total es de 20 toneladas, y su tratamiento se efectúa por una separadora centrífuga Alfa - Laval MAB 205 S de 7.800 l/hora.



Como los motores están situados a popa de la cámara de máquinas, ha habido que llevar bajo la cubierta los conductos de exhaustación hasta las chimeneas, y para evitar cualquier posibilidad de ruido y vibración de estos conductos se han suspendido en montajes flexibles.

La energía eléctrica es suministrada a 450 V., 60 Hz., por tres alternadores de 200 KVA, accionados por motores de 235 BHP a 1.800 r. p. m.

El aire comprimido para los tanques de cemento y fango es proporcionado por dos compresores de aire enfriado, capaces de producir 9,6 m³/min. a 2,8 Kg/cm². El sistema está dispuesto para que puedan transportarse simultáneamente dos formas de carga diferente en los tanques de proa y popa. La descarga de todos los tanques puede realizarse en cuatro horas.

Además de las dos hélices de paso controlable, lleva una hélice en proa, accionada por un motor MTU de 550 HP, para facilitar la maniobra en la proximidad de las plataformas de perforación.

Para mejorar el comportamiento en la mar lleva instalado un sistema de estabilización pasivo, que consta de dos tanques dispuestos transversalmente a continuación del compartimento del servo. Cada tanque está subdividido por mamparos verticales que restringen el flujo del agua a su través. Ambos tanques se usarán cuando se transporte sobre cubierta una carga de 500 toneladas, cuando la carga sea de 700 toneladas bastará con uno y cuando sea de 800 toneladas no se usarán.

Dispone de tanques para agua dulce, con una capacidad total de 570 metros cúbicos, y, a popa de la caja de cadenas, de dos tanques para cemento o fango de 4.200 pies cúbicos. Otros dos tanques para ese mismo uso, con una capacidad total de 6.000 pies cúbicos, están dispuestos a popa de la cámara de máquinas.

Además de la carga bajo cubierta, puede transportar hasta 800 toneladas sobre la cubierta shelter, que está reforzada para soportar una carga uniforme de 5 tons/m².

Para el atraque y para ayudar en el posicionamiento de la carga sobre cubierta, dispone de un chigre hidráulico de 10 toneladas, situado a popa de cada chimenea. Entre las dos chimeneas está el chigre de remolque, de una capacidad de 150 toneladas a una velocidad de 0,5 m/min., 65 toneladas a 7,5 m/min. y 20 toneladas a 15 m/min.

Tiene alojamientos para un total de 13 tripulantes, dispuestos sobre la cubierta shelter y el castillo. Sobre la cubierta principal hay dos camarotes, con capacidad total para 12 pasajeros. Todos los alojamientos disponen de aire acondicionado.

PRIMER CARGUERO CON PROPULSION TURBO-ELECTRICA CON TURBINA DE GAS

Construido por el astillero Whyalla, de Australia, ha entrado en servicio el buque roll - on/roll - off "SEAWAY PRINCE", de 4.150 TPM, que está propulsado por dos motores eléctricos alimentados por un alternador accionado por una turbina de gas del tipo regenerativo situada en una caseta especial sobre la cubierta superior. Esta disposición permite tener una cubierta de vehículos despejada, sin ninguna obstrucción de popa a proa.

El primer buque construido con un sistema de propulsión análogo fue el petrolero de 35.000 TPM "CHEVRON OREGON", pero un litigio sobre la tripulación retrasó su entrada en servicio; por tanto, el "SEAWAY PRINCE" ha obtenido la distinción de ser el primer buque con este tipo de propulsión que entra en servicio.

Aunque el coste del buque ha sido un 13 por 100 mayor que si hubiera estado propulsado por un motor diesel semirrápido, el armador se ha decidido, sin embargo, por este tipo de propulsión, ya que el ingreso adicional proporcionado por el espacio de carga extra y el menor gasto de mantenimiento bastarán para compensar la diferencia de precio.

Número 483 INGENIERIA NAVAL

Las características principales del buque son las siguientes:

Eslora total	132,28 m.
Eslora entre perpendiculares .	121,92 m.
Manga	19,65 m.
Puntal a la cubierta superior.	11,88 m.
Peso muerto	4.150 tons,
Potencia	12.100 BHP a 6.500 r. p. m./
	2 × 3.972 Kw. a 200 r. p. m.
Velocidad de servicio	18 nudos
Tripulación	31

El "SEAWAY PRINCE" tiene castillo, proa de bulbo, popa de estampa y dos timones del tipo de espada, conectados para trabajar sincronizados. Para mejorar la maniobrabilidad dispone en proa de una hélice Kamewa de siete toneladas.

Como la maquinaria principal está situada en una caseta en el extremo de popa del buque, a popa de los alojamientos, el espacio para estiba de la carga está formado por la cubierta superior a proa de la superestructura, el área total de la cubierta principal, la cubierta-plataforma que se extiende a proa de la cámara de los motores de propulsión y el plan del doble fondo. La parte superior de los tanques profundos dispuestos en los costados del buque forma la cubierta-plataforma, mientras que el plan del doble fondo, en el centro del buque, entre los tanques profundos ,se utiliza para estiba de los vehículos. El acceso desde la cubierta-plataforma al doble fondo es por una rampa fija, situada en el etxremo de proa.

El acceso a la cubierta principal se efectúa por una puerta en popa de 12 metros de ancha, del tipo de guillotina, que se acciona hidráulicamente. En la posición abierta es paralela al mamparo de popa, inclinado, de la caseta de maquinaria.

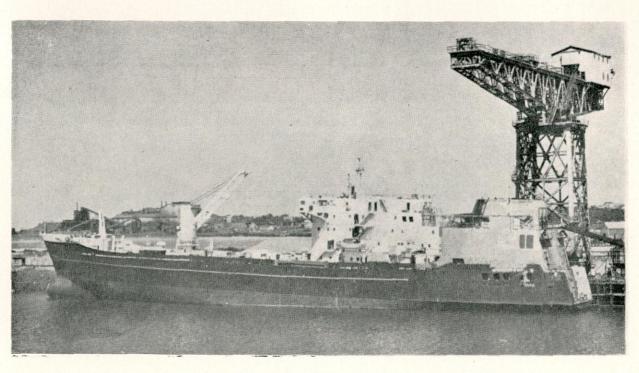
Desde la cubierta principal, dos rampas fijas—una a babor y la otra a estribor—descienden hasta la cubierta-plataforma, que forma básicamente una gran galería a lo largo de cada costado del buque, uniéndose en el extremo de proa para formar un área para evolución de los vehículos y desde donde, a través de la otra rampa fija, se desciende al doble fondo. Sobre las dos rampas que unen la cubierta principal con las plataformas hay instaladas escotillas estancas articuladas, de forma que la cubierta principal sea continua.

Las cubiertas superior y principal tienen una escotilla estanca para introducir carga en la bodega inferior y sobre la cubierta principal por medio de una grúa eléctrica de 25 toneladas, instalada en la cubierta superior entre la superestructura y el castillo. Para la estiba de la carga en el interior del buque se usan carretillas de horquilla.

El puntal libre en la cubierta principal y en la bodega es de 4,6 metros, mientras que en los costados, sobre las cubiertas plataformas, es de 2,5 metros.

La turbina de gas es del tipo MM 3012 R General Electric, de una potencia de 12.100 HP a 6.500 r. p. m., y está acoplada por su extremo de proa, a través de una reductora, a un alternador principal, que gira a 1.500 r. p. m., y, por su extremo de popa, a un módulo accesorio que comprende las bombas de fuel, los filtros, la bomba hidráulica para la motobomba de aceite de lubricación principal, la bomba de aceite de control hidráulico, compresor de aire y un motor de arranque eléctrico.

Aunque la turbina de gas está dispuesta para consumir fuel residual, la instalación del "SEAWAY PRINCE" ha sido proyectada sólo para fuel destilado. El fuel usado a bordo es una mezcla de gasoil y diesel-oil, y su tratamiento se hace por un filtro instalado en la cámara de motores. No tiene tan-

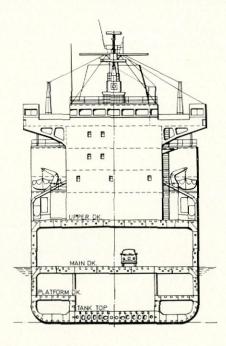


ques de sedimentación ni de servicio diario, transportándose el fuel en cuatro tanques laterales, y después de pasar por el filtro es bombeado directamente al módulo accesorio de la turbina de gas.

El alternador principal suministra la energía eléctrica a 3.300 V. a un cuadro principal, de donde se alimentan los transformadores convertidores, un cuadro auxiliar a 415 V. y el motor de la hélice de proa, de 620 HP.

Los dos transformadores convertidores alimentan a un thyristor que rectifica la c. a., a 985 V., en c. c. para los motores de propulsión, de 3.972 Kw cada uno, que están directamente acoplados a dos hélices de paso fijo.

El alternador principal suministra normalmente la energía eléctrica que el buque necesita, pero éste también dispone de dos alternadores de 500 Kw, accionados por dos motores diesel Caterpillar D398. Uno de los grupos está situado en el interior del castillo y el otro a la izquierda de la turbina de gas. Están conectados al cuadro auxiliar y pueden trabajar en paralelo con el alternador principal. El alternador auxiliar que está situado al lado de la turbina de gas se usa en puerto y para arranque de la turbina, aunque en las estancias cortas en puerto se espera mantener en funcionamiento la turbina.



El control de la maquinaria de propulsión puede efectuarse desde la cámara de control o desde el puente.

Todos los buques construidos en Australia destacan por el alto standard de sus alojamientos y el "SEAWAY PRINCE" tiene todos los camarotes idénticos, con la excepción de los del armador, primer oficial y jefe y 2.º maquinista. Cada camarote standard ocupa una superficie de 14 m² y tiene una sola litera, W.C. privado y ducha en un espacio separado y una mesa escritorio con teléfono. Todos tienen aire acondicionado.

LOS PRECIOS DE LOS BUQUES

En el número de marzo de nuestra Revista, página 169, comentábamos la evolución de los precios de los buques, basados especialmente en los datos que publica periódicamente el semanario "Fairplay". A mediados de año se han actualizado esos precios y, en contra de lo que podía esperarse como consecuencia de la atonía del mercado, la tendencia en general es al alza, ya que los astilleros siguen sufriendo incrementos en todos los componentes del coste: salarios, materiales y equipos, gastos generales, etc....

Así el carguero "Fairplay", de 11.000/13.000 TPM, que en diciembre de 1974 figuraba con un precio de 3.700.000 libras, en junio de 1975 se le asignan 3.950.000 libras, lo que representa un aumento del 6,7 por 100. Por otra parte, un carguero standard moderno de unas 15.000 TPM, con entrega a mediados de 1977, puede costar sobre 4.500.000 libras.

En cuanto al bulkcarrier tipo, de 25.000 TPM, según "Fairplay", ha pasado de costar 5.000.000 de libras en diciembre de 1974 a 5.300.000 libras (+ 6 por 100) y el portacontenedores de 25.000 TPM, 22 nudos y 1.200 contenedores, cuyo precio se estimaba en 22.000.000 de libras, en junio pasado valdría 23.000.000 de libras (+ 4,5 por 100). Como comentario anecdótico añadiremos que la revista mencionada pone de manifiesto la dificultad que ha tenido al calcular el precio medio de este último tipo de buque, debido a los precios ofrecidos por los astilleros japoneses y españoles, que son inferiores a la media internacional.

Los contenedores también se han encarecido y así los normales de 20 pies han pasado de 1.400 a 1.600 libras y los refrigerados de 1.800 a 1.900 libras.

BUQUES DE SERIE

Hace unos años los astilleros empezaron a ofrecer determinados tipos de buques que en general respondían a la necesidad de reemplazar a los llamados tipo "Liberty". Posteriormente, en la época de la gran demanda de buques, se tendía igualmente a que los armadores aceptasen unos tipos standard, perfectamente conocidos y planificados por los astilleros, cuyo resultado era la obtención de cuotas elevadas de productividad y, en consecuencia, la posibilidad de incrementos sustanciales en las entregas. La situación actual ha cambiado totalmente y, sin embargo, la tendencia hacia el estudio de lo que pudiéramos llamar "buques de serie" se ha acentuado, con la ilusión, por parte de los astilleros, de ofrecer unos proyectos que por sus características, versatilidad y coste, puedan ser atractivos para los armadores, buscando los tipos que puedan satisfacer las necesidades de lo que pudiera constituir una demanda próxima.

La consecuencia es que continuamente están apareciendo tipos standard de buques que, por lo que pueden servir de orientación, consideramos interesante reseñar, aunque sólo sea parcialmente.

Así Harland and Wolff, además de su conocido

Número 483 INGENIERIA NAVAL

bulkcarrier de 100.000 TPM, ofrece dos nuevos tipos de buques. El mayor de ellos, el 135 K, es un buque combinado, capaz de transportar 135.000 TPM de mineral o petróleo, con un calado de 18 m. y que cumple con las normas IMCO 1975 sobre lastre segregado; con un calado de 13,20 m. puede transportar 95.500 tons. de carbón, que es el máximo embarque que suelen admitir las acerías. Está propulsado por un motor B & W 8K90GF, que le proporciona una velocidad en servicio de 15,7 nudos. El otro tipo de buque es un bulkcarrier Panamax, el 65 K, de 64.700 TPM, con un calado de 12,93 m.; tiene siete bodegas y una capacidad en grano de 64.000 m³; va propulsado por un motor B & W 7K80GF de 16.800 BHP y alcanza una velocidad de 15,75 nudos.

Por su parte, A. G. Wesser dispone de dos cargueros y de un petrolero. El primero de ellos es el carguero tipo 36/36 L, de 16.160 TPM, con manga de 21 m. y calado de 8,94 m., propulsado por un motor MAN 16V40/54 de 8.690 BHP, que le permite 16,5 nudos. El segundo es el llamado Key 26, carguero portacontenedores de 24.600 TPM, 22,80 m. de manga y 10,60 m. de calado, propulsado por un motor Sulzer 6RND76 de 12.000 BHP y una velocidad de 16,30 nudos. El tercero es un petrolero de productos, el Key 40, de 39.500 TPM, 28,4 m. de manga y 11,60 m. de calado, con un motor MAN K6SZ78/155A de 13.800 BHP, que le proporciona una velocidad de 15,8 nudos.

El astillero japonés I. H. I. ofrece sus tipos "FUTURE-32" y "FRONTIER", que vienen a sustituir a los conocidos "Freedom" y "Fortune". Esos buques se destinan a hacer frente a las necesidades de los armadores de buques polivalentes que a la vez juegan el papel de pequeños bulkcarriers y cargueros clásicos. El "FUTURE-32" es un bulkcarrier de 31.700 TPM, con una sola cubierta y un calado de 32 pies, 6 pulgadas, lo que le permitirá entrar en casi todos los puertos; el motor propulsor es un Sulzer 7RND68 de 10.400 BHP, que le proporcionará una velocidad de 15 nudos. El "FRONTIER" es un carguero de 17.400 TPM con dos cubiertas y podrá transportar 400 contenedores de 20 pies; va equipado con un motor Sulzer 6RND68 de 8.900 BHP, que le dará una velocidad de 16 nudos.

Hitachi Zosen propone un bulkcarrier polivalente "Universal Transport UT-20", de 20.000 TPM, destinado a la navegación por el Canal de San Lorenzo y que puede transportar tanto granos como mineral, carbón, madera, contenedores y cargas diversas. Sus características principales son 152 m. de eslora, 22,80 m. de manga y 13,60 m. de calado, con una capacidad de bodegas, en grano, de 29.500 m³. El motor propulsor es un B & W 7K67GF, que le permitirá una velocidad en servicio de 16,25 nudos, con una autonomía de 12.000 millas.

Camell Laird ha proyectado un nuevo buque conocido como "StaFF-20" (Standard Fast Freighter-20.000 TPM), que continúa la política de buques de serie nacida con el "StaT-32" y "StaT-55" (INGE-NIERIA NAVAL, febrero 1974, página 126). El nuevo buque puede transportar contenedores, graneles secos y carga general. Con una capacidad de bode-

gas de 28.300 m³, puede llevar 680 contenedores de 20 pies. Con un calado de 8,6 m., permite un peso muerto de 20.000 tons. de carga general, y con el calado máximo de 9,6 m. llega a 23.500 tons. de graneles. El motor propulsor es un Sulzer 6RND90 de 17.400 BHP, para una velocidad de 18,5 nudos.

Por su parte, la sociedad Transarchipel Shipping Cy, de Suiza, ha preparado un proyecto de un buque polivalente de 24.000 TPM. Tiene una eslora total de 172 m., con bulbo y hélice a proa, y la manga, de 22,8 m., le permite el acceso a los Grandes Lagos. Puede utilizarse como granelero, portacontenedores o carguero. Lleva grúas de carga de 25 toneladas y va propulsado bien por un motor Sulzer 6RND90 de 17.000 HP o un Pielstick 12 PC de 18.000 HP, que proporcionan al buque una velocidad de 17 nudos.

FRIGORIFICOS CON ORDENADOR A BORDO

El astillero Muggiano, de la Spezia, está construyendo bajo el nombre de "Reefer 440" (la cifra 440 indica la capacidad de los buques en miles de pies cúbicos, o sea 440.000 pies cúbicos) una serie de cargueros frigoríficos, destinados al transporte de mercancías perecederas, como bananas y otras frutas, carne y productos congelados. Llevan a bordo un ordenador IBM, desarrollado por Termokimik, de Milán, en cooperación con IBM y el Centro de Técnica Naval italiano, para el control de la maquinaria propulsora, la maquinaria auxiliar y las bodegas frigoríficas. Los 15 compartimentos pueden estar refrigerados a — 30° C para una temperatura exterior de 40° C.

El ordenador controla la instalación frigorífica por una serie de lecturas cíclicas, que permiten crear en cada bodega las condiciones que requiere la naturaleza de la mercancía y la temperatura exterior. También controla continuamente los dos motores propulsores, de una potencia total de 19.200 BHP, comparando las lecturas de los diversos aparatos de medida con los valores normales, lo que le permite hacer un verdadero "análisis de tendencia" para indicar la aparición eventual de situaciones de alarma.

La instalación de un ordenador en los buques del tipo "Reefer 440" es el resultado de una serie de experiencias que comenzaron en Italia en 1969 con la instalación de una unidad de cálculo a bordo del buque "Esquilino" y que prosiguieron con la realización del sistema de cálculo del rumbo y del control de la maquinaria propulsora del buque portacontenedores "Lloyliana", construido en el mismo astillero.

TRANSPORTE DE UREA

El astillero Mitsubishi Heavy Industries ha contratado con un productor de fertilizantes de Indonesia tres buques de 7.500 TPM para el transporte de urea, que cuentan con medios propios para la descarga y que serán entregados en abril de 1977. Estos buques, cuyo coste total es del orden de 33 millones de dólares, formarán parte de una cadena de distribución de fertilizantes que comprende el transporte marítimo, las instalaciones de recepción en puertos, servicios por ferrocarril y cerca de 60 bases de almacenamiento en el interior del país. El sistema total se está financiando con la ayuda de un préstamo del Banco Mundial que cubre el 50 por 100 del coste.

Los buques podrán descargarse, en cualquier estado del tiempo, a un ritmo de 500 tons/hora. El equipo de descarga consta de dos cucharas que transfieren la urea a unos alimentadores vibratorios que conectan con una cinta que transporta la carga hasta la planta receptora y ensacadora.

ASTILLEROS

LA SITUACION AL FINAL DEL PRIMER SEMESTRE DE 1975

Según se desprende de la estadística del Lloyd's Register of Shipping, a final del primer semestre de 1975 la cartera de pedidos de los astilleros mundiales alcanzaba la cifra de 102.137.238 TRB, con un descenso de unos 11 millones con relación al trimestre anterior. Recordemos que la cuota máxima al-

canzada fue de 133 millones de TRB en marzo de 1974.

Por otra parte, en el segundo trimestre del año en curso se empezaron 578 buques, con 7.988.050 TRB (10.674.104 en el primer trimestre); se botaron 671 buques, con 9.337.970 TRB (8.859.472 TRB en el trimestre precedente), y se entregaron 656 buques, con 9.287.172 TRB (7.668.146 TRB en el trimestre anterior).

Los buques en construcción alcanzan la cifra de 34.280.219 TRB, con una disminución de cerca de un millón de TRB con relación al trimestre precedente y, como consecuencia de la disminución de la cartera de pedidos, sufre un importante retroceso el tonelaje no comenzado, que pasa de 73.233.291 TRB a 67.857.019 TRB. Incluimos a continuación un cuadro con la evolución trimestral de la cartera de pedidos y otro en el que se recoge para los principales países constructores de buques la situación de su cartera de pedidos. De este último se deduce que solamente cuatro países, Brasil, Italia, Polonia y Formosa, han conseguido aumentar su cartera de pedidos.

EVOLUCION TRIMESTRAL DE LA CARTERA DE PEDIDOS (TRB)

1969		1970		1971		1972	
Marzo	53.332.563	Marzo	59.913.976	Marzo	82.398.839	Marzo	83.171.036
Junio	54.754.353	Junio	64.458.777	Junio	83.686.675	Junio	80.639.552
Septiembre	55.927.478	Septiembre	69.713.841	Septiembre	84.072.090	Septiembre	78.892.106
Diciembre	59.831.778	Diciembre	78.503.994	Diciembre	83.659.864	Diciembre	86.498.728
	197.	3	197-	4	197.	5	
	Marzo	99.182.826	Marzo	133.438.535	Marzo	113.349.368	
	Junio	105.316.423	Junio	130.517.425	Junio	102.137.238	
	Septiembre	114.334.037	Septiembre	127.726.639			
	Diciembre	128.899.862	Diciembre	120.704.123			

VARIACION EN EL SEGUNDO TRIMESTRE

PAISES	En construcción (TRB)	No comenzados (TRB)	Total (TRB)
Japón	13.540.694 (— 489.271)	28.996.980 (— 5.579.501)	42.537.674 (6.068.772)
Suecia	1.975.454 (-261.956)	5.204.998 (- 860.106)	7.180.452 (— 1.122.062)
R. F. A	1.918.370 (- 48.605)	4.181.096 (- 999.098)	6.099.466 (-1.047.703)
Reino Unido	1.976.276 (-210.616)	3.414.594 (- 304.645)	5.390.870 (- 515.261)
España	1.994.485 (-307.001)	3.312.195 (- 347.709)	5.306.680 (- 654.710)
Estados Unidos	1.771.700 (+ 162.931)	3.494.570 (- 279.801)	5.266.270 (— 116.870)
Francia	1.957.634 (+ 475.043)	3.208.096 (-1.010.500)	5.165.730 (- 535.457)
Brasil	507.954 (+ 20.137)	2.971.190 (- 117.390)	3.479.144 (+ 137.527)
Italia	2.129.986 (+ 271.873)	882.800 (- 271.100)	3.012.786 (+ 773)
Dinamarca	360.375 (-163.797)	2.449.440 (— 30.696)	2.809.815 (- 194.493)
Corea del Sur	350.796 (-130.810)	1.566.000 (+ 49.600)	1.916.796 (- 81.210)
Noruega	812.177 (-129.467)	983.420 (- 350.526)	1.795.597 (- 479.993)
Polonia	625.074 (+ 77.690)	1.042.863 (- 7.586)	1.667.937 (+ 70.104)
Países Bajos	1.276.555 (+ 133.603)	263.968 (- 438.295)	1.540.523 (- 304.692)
Yugoslavia	689.660 (-190.434)	656.360 (- 42.220)	1.346.020 (- 232.654)
Finlandia	404.519 (- 11.513)	888.000 (- 111.586)	1.292.519 (- 123.099)
Formosa	123.600 (- 38.200)	1.116.950 (+ 177.900)	1.240.550 (+ 139.700)
Portugal	233.447 (+ 68.461)	806.679 (— 76.600)	1.040.126 (- 8.139)

LAS AYUDAS A LA CONSTRUCCION NAVAL EN LA C. E. E.

En el último número de esta Revista, página 453, se anunciaba la promulgación por el Consejo de Ministros de la Comunidad Económica Europea de una nueva directriz, que regulará el régimen de ayudas a la construcción naval en los países miembros hasta finales de 1977.

Ya se conoce el texto íntegro de la citada disposición, cuya traducción de sus partes más importantes incluimos a continuación, pero no sin antes comentar la diferencia sustancial que existe entre el texto aprobado y un primer proyecto elaborado allá por el otoño de 1973 (ver "Las ayudas a la construcción naval en los países de la Comunidad Económica Europea", por Francisco García Revuelta. INGENIERIA NAVAL, enero 1974).

El antiguo proyecto respondía fundamentalmente a la filosofía de orientar las ayudas que se concediesen hacia un aumento de la competitividad de los astilleros, favoreciendo las inversiones en lugar de conceder ayudas directas al funcionamiento de los astilleros sin incidir en la reestructuración de los mismos. En el articulado de aquel proyecto se mencionaban las ayudas concretas y se establecía lo que para cada una de ellas era admisible. Dado el deterioro de la situación de la construcción naval a partir del otoño de 1973, el borrador comentado no llegó a convertirse en disposición y como solución se fue prorrogando la segunda directriz, que debía estar en vigor solamente hasta el 31 de diciembre de 1973.

El texto de la tercera directriz resulta muy poco concreto y se limita a admitir las ayudas existentes hasta el 31 de diciembre de 1975 y, en el caso de algunos países, con determinadas condiciones, el plazo se extiende durante todo el de vigencia, que es hasta el 31 de diciembre de 1977.

La traducción de sus partes más importantes es la siguiente:

"Considerando que la situación en el campo de la construcción naval comunitaria ha mejorado desde la adopción de la directriz 72/273/CEE por el hecho de la evolución favorable del mercado y de determinados esfuerzos de racionalización y de reestructuración iniciados por los astilleros; que, sin embargo, es todavía necesario para alcanzar los objetivos de competitividad de las empresas y de equilibrio del sector el intensificar y completar esos esfuerzos; que ello es tanto más urgente cuanto que serias dificultades amenazan al sector;

Considerando que una industria de la construcción naval sana y competitiva es necesaria a la Comunidad; que ella contribuye a su desarrollo económico y social, pues representa un mercado sustancial para un conjunto de sectores, comprendiendo algunos de tecnología avanzada, y contribuye igualmente al mantenimiento del empleo en un cierto número de regiones de la Comunidad; que lo mismo ocurre con la transformación y la reparación navales;

Considerando que una construcción naval que responda a los objetivos de competitividad y de equilibrio exige un ajuste apropiado de las estructuras de producción, de tal manera que, por una parte, las empresas del sector puedan, en cierto plazo, llegar a seguir normalmente la evolución económica general y hacer frente a la competencia mundial sin estar apoyadas por intervenciones de los poderes públicos y que, por otra parte, los esfuerzos de inversión al nivel del sector sean compatibles con el equilibrio mundial de la oferta y de la demanda;

Considerando, además, que las distorsiones de la competencia en el mercado internacional se han atenuado gracias a los acuerdos sucesivos suscritos en el seno de la O. C. D. E. por los principales países constructores, con el fin de armonizar las condiciones del crédito a la exportación de buques; que en el seno de este mismo organismo los principales países constructores han alcanzado un acuerdo general que prevé la reducción progresiva de las medidas específicas de ayuda que falsean la competencia en la industria de la construcción naval, con el fin de eliminarlas antes del primero de noviembre de 1975;

Considerando, por otra parte, que la realización del objetivo de convertir a la industria de la construcción naval competitiva en un plazo relativamente corto exige una solución que cubra el conjunto de las ayudas e intervenciones que afecten, de forma directa o indirecta, las condiciones de competencia y de intercambios en el mercado de la construcción, de la transformación y de la reparación de buques;

Considerando que el mantenimiento de las ayudas al funcionamiento tiene un efecto protector que podía justificarse en el pasado; que este mantenimiento no es susceptible de aumentar de una manera significativa y duradera al grado de competitividad de la construcción naval comunitaria a escala mundial; que la eliminación de estas ayudas debe ser, sin embargo, progresiva para permitir a los astilleros adaptarse a las nuevas condiciones;

Considerando que las ayudas a la construcción naval no deben alterar las condiciones de los intercambios en un sentido contrario al acuerdo común.

Ha acordado la presente directriz:

ARTÍCULO 1

Las ayudas e intervenciones en favor de la construcción naval pueden considerarse compatibles con el Mercado Común, de acuerdo con la presente directriz, en la medida en la que respeten las condiciones enunciadas en el artículo 2, párrafos 1 y 2, y en el artículo 3.

ARTÍCULO 2

- 1. El artículo primero se aplica a las ayudas e intervenciones en favor de la construcción, en la Comunidad, de los buques de casco metálico siguientes:
 - buques de comercio para el transporte de pasajeros y/o de mercancías de un tonelaje por lo menos de 150 TRB;
 - buques de pesca de un tonelaje por lo menos de 150 TRB;
 - dragas de un tonelaje por lo menos de 150 TRB;
 - remolcadores de una potencia por lo menos de 500 CV.
- 2. a) El artículo primero no se aplica a las ayudas e intervenciones mencionadas en el párrafo 1 más que hasta el 31 de diciembre de 1975 y siempre que su nivel actual no sea aumentado.
- b) Sin embargo, el artículo primero se aplica después del 31 de diciembre de 1975, cuando esas ayudas e intervenciones se acuerden:
 - en Irlanda, siempre que esas ayudas e intervenciones sean degresivas y acompañadas de un plan de racionalización;
 - en Italia, siempre que esas ayudas e intervenciones sean degresivas y acompañadas de la puesta en práctica de un plan de saneamiento de la construcción naval, que tenga por efecto colocarla en un nivel de competitividad que le permita subsistir sin tales medidas:
 - en Francia, bajo la forma de una garantía de precio en virtud del régimen específico de intervenciones en favor de la construcción naval, apoyado en la ley del 24 de mayo de 1951, siempre que las condiciones relativas a este régimen se hagan progresivamente más restrictivas.
- 3. Los Estados miembros harán llegar a la Comisión un cuadro reservado al uso exclusivo de la misma, según el

modelo que figura en el anexo I, y en el cual se indiquen las decisiones de concesiones de ayudas y las decisiones de intervención comprendidas en el párrafo 1, así como la estimación de sus efectos. Esta comunicación se hará cada año, el primero de marzo para las decisiones tomadas a lo largo del segundo semestre del año anterior y el primero de septiembre para las decisiones tomadas durante el primer semestre del año en curso.

La Comisión redactará periódicamente un informe de conjunto, que deberá permitir una discusión útil con los expertos nacionales.

ARTÍCULO 3

El artículo primero se aplica a las ayudas e intervenciones bajo la forma de condiciones de crédito a la exportación, o cualquier otra venta de buques, siempre que respeten las condiciones previstas en el Acuerdo relativo a los créditos a la exportación de buques, enunciadas en la resolución del Consejo de la O. C. D. E. del 18 de julio de 1974 o en los acuerdos que eventualmente lo reemplacen.

Estas ayudas e intervenciones pueden, en las mismas condiciones, concederse en la transformación de buques de casco metálico de un tonelaje por lo menos de 5.000 TRB, siempre que los trabajos ejecutados supongan una modificación radical de las bodegas, del casco o del sistema de propulsión.

ARTÍCULO 4

Los Estados miembros comunicarán a la Comisión sus decisiones de conceder ayudas a las inversiones en los astilleros de construcción, transformación o reparación naval, siempre que la cifra de esas inversiones sea superior a cinco millones de unidades de cuenta. Esta comunicación se hará cada año, en la forma de un cuadro, cuyo modelo figura en el anexo II, el 1.º de marzo para las decisiones tomadas durante el segundo semestre del año anterior y el 1.º de septiembre para las decisiones tomadas durante el primer semestre del año en curso.

ARTÍCULO 5

Las ayudas e intervenciones de carácter conservador, destinadas a constituir una solución temporal para la salvación de una empresa de construcción, de transformación o de reparación naval, con la esperanza de una solución de finitiva de los problemas con los que se enfrenta la citada empresa, serán comunicadas individualmente a la Comisión en aplicación del artículo 93 del tratado.

ARTÍCULO 6

Los Estados miembros se abstendrán de toda intervención que no sean las previstas en los artículos 2 y 3, o que se consideren como compatibles con el Mercado Común, según los términos de los artículos 92 y 93 del tratado, que favorezcan en el interior del territorio nacional la construcción, la transformación y la reparación de buques destinados a navegar o a ser utilizados en el mar, así como la fabricación de productos que se les incorpora.

ARTÍCULO 7

Los Estados miembros comunicarán a la Comisión antes de su entrada en vigor las reglas y modalidades de aplicación de los regímenes de ayudas e intervenciones que beneficien a la construcción, la transformación y reparación de buques.

ARTÍCULO 8

El Consejo decidirá por mayoría cualificada, a propuesta de la Comisión, actualizar según las necesidades la presente directriz en el momento oportuno.

Artículo 9

La presente directriz se aplicará hasta el 31 de diciembre de 1977."

LA AWES Y LOS JAPONESES

El secretario general de la AWES (Asociación de Constructores Navales de Europa Occidental), M. Kri Engell-Jensen, ha hecho unas declaraciones al periódico "Börsen" en relación con la actividad actual de los astilleros japoneses y la posición de los constructores navales europeos. Dado su interés reproducimos a continuación algunos de sus párrafos:

"El hecho de que los japoneses aspiren a todos los pedidos del mundo constituye un problema que no puede resolverse más que en un plano político, ya que su conducta ha tomado el carácter de una guerra. Esta conducta es tan poco razonable y tan agresiva, que puede producir un paro enormemente grave en Europa. Por esta razón tenemos la intención de poner al Gobierno al corriente del peligro que representa esta evolución.

Indudablemente éste es un problema para todos los Gobiernos europeos y a todos corresponde decidir la cuantía del paro que pueden tolerar en esta situación. ¿Es razonable que en un mundo en que se hacen todos los esfuerzos posibles para asegurar la estabilidad económica y política, los japoneses trabajen en sentido contrario a esta política?

Si la disminución de la demanda de nuevas construcciones se mantiene durante largo tiempo, se presentarán graves problemas de empleo aun en los sitios en que los precios se han mantenido artificialmente bajos por medio de subvenciones. Corresponde, naturalmente, al Gobierno de cada país decidir si puede aceptar una elevación brutal del paro en la industria de la construcción naval, en función de la situación general de empleo en el país.

En el plano político se debe esperar que el problema sea llevado ante la Comisión de las Comunidades Europeas. La pregunta que se plantea es saber si será posible hacer comprender a los japoneses la necesidad de reducir la producción y de disminuir la ayuda a la industria de la construcción naval. Las subvenciones no pueden resolver una crisis que es fundamentalmente un desequilibrio a largo plazo entre la oferta y la demanda y realmente constituyen un verdadero veneno para la industria de la construcción naval, ya que no aportan otra cosa que una ventaja temporal y crean un falso sentimiento de seguridad. Si no logramos eliminar las subvenciones, no podremos llegar jamás a una situación normal en esta actividad. Las subvenciones no son otra cosa que una utilización irracional de los medios de producción. No podemos esperar el alcanzar una utilización racional de los recursos si no se restablece una completa libertad de competencia.

Los astilleros europeos deben aportar su contribución a la solución de los problemas de su industria y estar dispuestos a realizar sacrificios para poder restablecer el equilibrio entre la oferta y la demanda. Los astilleros que en el pasado se han beneficiado más de las subvenciones son los que deberán hacer los mayores sacrificios. Pueden hacerlo reduciendo su capacidad de producción o cesando en la contratación de mano de obra. Además será necesario que las ayudas se disminuyan progresivamente y que la libertad

















HASTA 24" ACCESORIOS DE TUBERIA





CURVAS, TES, REDUCCIONES, FONDOS, y en general toda clase de ACCESORIOS DE TUBERIAS, hasta 24", «butt welding» en ACEROS al CARBONO, ACEROS ALEADOS y ACEROS INOXIDABLES, para SOLDAR A TOPE para las INDUSTRIAS DE PETROLEO INDUSTRIAS PETROQUIMICAS y QUIMICAS ASTILLEROS, CENTRALES NUCLEARES, FABRICAS DE BIENES DE EQUIPO, INGENIERIAS, etc., etc. NORMAS ASTM, A 234, A 403, ASA (ANSI)

AT.

el primer fabricante español de accesorios de tuberia

ABT.

ACCESORIOS BABCOCK TUBOS REUNIDOS, S. A.

Número 483 INGENIERIA NAVAL

de la competencia se restablezca. Finalmente será necesario que se readapte la mano de obra para otras actividades industriales. Todo ello es lo que puede y debe de ser una política marítima de la Comunidad Europea."

NOTICIAS DE JAPON

En el número correspondiente al pasado mes de agosto la revista "Zosen" publica algunas informaciones sobre la situación del mercado internacional de la construcción naval. El autor de uno de los artículos, M. Shigeru Yoshida, del Instituto de Investigación Marítima del Japón, hace una previsión de las perspectivas de la construcción naval japonesa en función de la nueva situación de la economía internacional.

Dicho autor estima que en el presente año la capacidad de la construcción naval mundial será de unos 41 millones de TRB: 20 millones de los astilleros japoneses, 15 de los países de la Asociación de los Astilleros de Europa Occidental y seis del resto del mundo. Debido a las numerosas anulaciones de contratos y al retraso en las entregas, las botaduras en este año serán probablemente inferiores a la capacidad de producción.

BOTADURAS EN 1973 Y 1974 Y ESTIMACION DE CAPACIDAD EN 1975 Y 1980 EN LOS PAISES CONS-TRUCTORES DE BUQUES (UNIDAD: 1.000 TRB)

PAIS	1973	1974	1975	1980
Japón	15,670	17,610	20,000	28,500
AWES	12,290	12,740	15,000	16,000
Suecia	2,520	2,210	2,700	2,700
Alemania Oeste	1,980	2,150	2,300	2,300
España	1,570	1,430	2,000	2,500
Francia	1,130	1,350	1,500	1,500
Reino Unido	1,020	1,280	1,500	1,500
Dinamarca	920	1,130	1,200	1,200
Italia	750	1,030	1,000	1,200
Noruega	1,070	1,010	1,200	1,200
Holanda	900	720	1,000	1,000
Bélgica	220	220	250	500
Finlandia	210	210	350	400
Otros países	3,560	4,270	6,000	12,500
Estados Unidos	900	800	1,200	2,000
Yugoslavia	620	770	1,000	1,500
Polonia	550	660	800	1,500
Corea del Sur	40	560	800	3,000
Alemania Este	290	330	400	600
Brasil	150	320	400	800
Grecia	160	150	200	500
Canadá	230	140	200	300
Bulgaria	150	110	200	300
Taiwan	170	110	250	800
Portugal	10	90	250	500
India	30	40	50	200
Otros	260	190	250	500
Total	31,520	34,620	41,000	57,000

Si todos los nuevos astilleros que están en construcción o en proyecto fuesen terminados, la capacidad de la construcción naval mundial alcanzaría en 1980 la cifra considerable de 57 millones de TRB: 28,5 millones de los astilleros japoneses, 16 millones de los países de la AWES y 12,5 millones del resto del mundo. El aumento de la capacidad será muy importante en Japón, Corea del Sur, España, Estados Unidos, Yugoslavia, Polonia, Formosa y Brasil.

La situación actual del mercado de la construcción naval y la disminución de la demanda hacen suponer que un buen número de proyectos de nuevos astilleros serán abandonados, pero otros se encuentran ya en construcción. La capacidad de la construcción naval mundial no sobrepasará probablemente en 1980 más que en unos millones de toneladas a la cifra de 1975.

Mientras que la economía internacional atraviesa un período de estancamiento y de cambios de estructura, la demanda de buques, a corto plazo, se limitará a la construcción de pequeños bulkcarriers, cargueros polivalentes, buques de línea, transportes de productos, transportes de gas y buques diversos, con un máximo de 15 millones de toneladas por año en una perspectiva realista o de 20 millones por año en una perspectiva más optimista. La demanda de grandes petroleros será prácticamente inexistente en los próximos diez años, así como la de grandes bulkcarriers durante los próximos cinco años. Por consiguiente, los astilleros no trabajarán más que al 30 ó 40 por 100 de su capacidad, que se estima sobre 40 a 45 millones de toneladas durante los cinco o seis años siguientes a 1978.

Hace quince años los astilleros japoneses hubieran podido emplear su capacidad ofreciendo bajos precios para obtener una parte importante del mercado, pero esto no es posible en la actualidad, cuando cuentan ya con el 50 por 100 del mercado internacional, sus salarios están al nivel de los astilleros europecs y se enfrentan a una competencia cada vez mayor con los astilleros de los países en vías de desarrollo.

Actualmente los astilleros japoneses deben enfrentarse, a corto y largo plazo, a problemas como la disminución rápida de la rentabilidad de los contratos existentes, la anulación de numerosos contratos, la disminución del número de nuevos pedidos, una desaceleración importante y posiblemente duradera de su actividad y el temor de una disminución de su aptitud de competencia en el mercado internacional.

Teniendo en cuenta la importancia de la construcción naval japonesa, no parece que puedan ser soluciones eficaces las subvenciones del Gobierno o un restablecimiento de la demanda. Los astilleros deben superar las dificultades por sus propios medios. Sin embargo, dado que Japón deberá vivir de su industria, no hay que poner en duda que la construcción naval, que es de las que proporciona mayor ingreso en divisas, continuará siendo animada para mantener sus posibilidades técnicas y comerciales en el mercado internacional, para evitar que contamine a las otras industrias y para mantener el empleo. No obstante, se verá obligada a reducir su capacidad a la mitad. ¿Cómo harán frente los asti-

INGENIERIA NAVAL Septiembre 1975

lleros a esta situación? Tendrán que hacer necesariamente una difícil elección antes de que pase mucho tiempo.

Por su parte, el vicepresidente de la Asociación de Exportadores de Buques de Japón ha declarado que están manteniendo negociaciones con armadores extranjeros, de cuyo fruto esperan recibir en los dos próximos meses contratos para la construcción de 49 buques, con 1.305.000 TPM; 35 cargueros, con 722.000 TPM, y 14 bulkcarriers, con 583.000 TPM. De estos buques, 23 serán contratados por armadores griegos, 14 por noruegos, cinco por armadores de otros países de Europa occidental y Estados Unidos y los siete restantes por armadores de Hong-Kong. También esperan efectuar contratos para la construcción de otros 12 cargueros y bulkcarriers, con un total de 232.000 TPM, y de un metanero para Argelia.

También ha recomendado a los astilleros japoneses que hagan lo posible para realizar contratos que sean pagaderos en yens, e igualmente a los grandes comerciantes de Japón. Si existiera un medio eficaz de defensa contra las fluctuaciones en los cambios, ningún astillero tendría necesidad de hacer concesiones en el precio. Se puede recurrir al seguro contra las pérdidas en el cambio, pero el sistema actualmente en vigor es demasiado costoso y tiene limitaciones tanto al alza como a la baja.

El Ministerio de Transportes de Japón ha anunciado que está preparando el programa de construcción naval del Gobierno para el año financiero que comienza el próximo mes de abril. Para la construcción de este programa, que se encarga en su mayor parte a astilleros japoneses, los armadores se benefician de préstamos del Banco de Desarrollo de Japón, con un interés muy ventajoso. No cubrirá más que un millón de toneladas, frente a 1.700.000 TRB del presente año, lo que representa un descenso importante de la industria marítima japonesa, puesto que el programa bajará al nivel de hace diez años. Mientras que los programas anteriores comprendían un gran número de petroleros, el del próximo año no incluirá ninguno. Por el contrario, constará de dos buques portacontenedores y de unos diez cargueros.

El director de Mitsubishi Heavy Industries ha declarado que la crisis del transporte de petróleo será de larga duración; por tanto, su astillero se esfuerza actualmente por conseguir contratos de buques de tonelaje más pequeño o plataformas de perforación que puedan construir a precios competitivos. Por el momento, no es cuestión de despidos, al menos durante los doce meses próximos, y el astillero trabajará al 80 por 100 de su capacidad normal, suprimiendo todas las horas extraordinarias, y no efectuará ninguna contratación de personal. Afortunadamente, el consorcio Mitsubishi tiene actividades muy variadas y podrá trasladar una parte de la mano de obra del astillero a la división de mecánica pesada.

CUBA CONTRATA BUQUES EN EUROPA

Después de largas negociaciones, Cuba acaba de contratar con el astillero Helsingör Vaerft la construcción de seis cargueros y de un carguero-escuela, que será el más completo de este tipo construido hasta el momento. Este buque-escuela, de 11.700 TPM, tendrá una eslora de 150 metros, una manga de 21 y una velocidad de 17 nudos. Podrá alojar permanentemente a 300 personas, de las cuales 200 serán alumnos de náutica. Estará dotado de aulas, biblioteca, taller y laboratorio para el aprendizaje de lenguas vívas. El astillero suministrará todo el equipo del buque y la entrega está prevista para el mes de septiembre de 1978.

CAMBIO DE CONTRATO

Según comunica la Hapag-Lloyd, esta sociedad ha llegado a un acuerdo con el astillero AG Weser para la cancelación del contrato de construcción de un petrolero tipo Europa de 386.000 TPM. En su lugar, AG Weser construirá seis cargueros tipo 36 L, de 16.000 TPM cada uno, con plazos de entrega entre mediados de 1977 y mediados de 1978.

Por otra parte, se mantiene en vigor otro contrato para un petrolero igual que el anulado, cuya quilla se pondrá en diciembre de este año. Se botará a mediados de abril de 1976 y se entregará en junio de ese año. Este barco será el mayor de la flota mercante alemana y se llamará "BONN". Será amadrinado por la señora Mildred Scheel, esposa del Presidente de Alemania Occidental.

INTEGRACION VERTICAL

Se ha hablado de las anulaciones de contratos para la construcción de grandes petroleros en el astillero de Lindö, que, como se sabe, pertenece al armador A. P. Möller. Parece que los rumores se refieren a dos buques de 495.000 TPM con destino al armador Papalios, y algo debe haber de cierto en ello, ya que la casa-madre del astillero y de la naviera ha creado un grupo de trabajo cuya misión es el estudio de tipos de buques, de tamaño más pequeño, que sean útiles para la naviera y cuyo pedido se pasaría al astillero. La consecuencia será que si el astillero no puede conseguir o no consigue nuevos contratos en un plazo breve, será su dueño quien asegurará el empleo.

Ya anteriormente A. P. Möller practicó esta política de pasar pedidos cuando el astillero corría el riesgo de no tener trabajo, construyendo series de buques adecuados a sus propias necesidades; estos buques eran muy solicitados por otros armadores cuando veían el buque completamente terminado.

El propio M. Möller, propietario de ambos negocios, es el director del grupo de trabajo que escogerá los buques futuros de su naviera.

PUESTA DE QUILLA DEL PRIMER PETROLERO DE 542.500 TPM

El pasado 20 de agosto se ha puesto la quilla, en Chantiers de l'Atlantique, del bloque inicial del primero de cuatro petroleros de 540.000 TPM que tiene contratados este astillero. Dos de ellos se destinan a la Shell Maritime y otros dos a la Compagnie Na-

tionale de Navigation. Sus dimensiones principales son: 415 metros de eslora y 63 metros de manga.

El astillero prevé la entrega del buque para el mes de junio de 1976. La elaboración y montaje de las 70.000 toneladas de acero y el armamento del buque representan unos ciento ochenta días de trabajo.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

XII SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Como ya se anunció en el número de junio de nuestra Revista, la Asociación de Ingenieros Navales celebrará sus XII Sesiones Técnicas, con el tema "La crisis actual en los fletes y en la construcción naval", los días 19 a 21 del próximo mes de noviembre en Barcelona.

Se ha recibido un elevado número de comunicaciones, que, tanto por su título como por la categoría de sus autores, prometen hacer de estas Sesiones un marco donde se discutan a fondo los problemas tan importantes que afectan actualmente tanto a la industria naviera como a la construcción naval. Al final de esta reseña damos la relación de trabajos anunciados, así como su resumen, pero antes queremos incluir un primer programa provisional de cómo se piensan desarrollar estas Sesiones.

PROGRAMA DE LAS SESIONES

Miércoles, día 19:

20,00 h. Recepción en el Ayuntamiento de Barcelona.

21,30 h. Cena.

Jueves, día 20:

9,45 h. Sesión de apertura.

10,00 h. Lectura de trabajos.

14,00 h. Comida, cortesía de La Maquinista Terrestre y Marítima.

16,30 h. Lectura de trabajos.

21,30 h. Cena ofrecida por el Colegio Oficial de Ingenieros Navales.

Viernes, día 21:

10,00 h. Lectura de trabajos.

13,00 h. Sesión de clausura.

14,30 h. Comida, cortesía de Unión Naval de Levante, S. A.
 Tarde libre. Visitas opcionales.

21,30 h. Cena ofrecida por la Asociación de Ingenieros Navales.

PROGRAMA PARA SEÑORAS

Miércoles, día 19:

20,00 h. Recepción en el Ayuntamiento de Barcelona.

21,30 h. Cena.

Jueves, día 20:

10,00 h. Visita a la ciudad.

14,30 h. Comida en un restaurante típico, cortesía de ANISA.

17,00 h. Desfile de modelos.

21,30 h. Cena ofrecida por el Colegio Oficial de Ingenieros Navales.

Viernes, día 21:

10,00 h. Excursión o visita.

14,30 h. Comida, cortesía de Unión Naval de Levante, S. A.Tarde libre.

21,30 h. Cena ofrecida por la Asociación de Ingenieros Navales.

Se continúan haciendo gestiones para un crucero de fin de semana a Palma de Mallorca, con regreso a Barcelona el lunes 24 por la mañana, a bordo de un ferry de Ybarra. Esta prolongación es opcional.

Los boletiones de inscripción y reservas de alojamiento pueden solicitarse a la Asociación de Ingenieros Navales, Castelló, 66, 6.º, Madrid-1, y deben devolverse a la mayor brevedad posible y en todo caso antes del 1 de noviembre próximo.

Los trabajos anunciados son los siguientes:

Algunas consideraciones sobre la construcción naval española ante la actual crisis, por Rafael Amann Puente, doctor ingeniero naval, y José Antonio Caso de los Cobos, doctor ingeniero naval.

Consta de dos partes. En la primera se recoge y analizan la variada gama de factores que condicionan la vida de un astillero, que va desde el bienestar de las personas que lo forman hasta la obtención del mínimo coste posible.

En la segunda parte trata de contemplar el proyecto del buque desde el punto de vista del armador, es decir que, siendo éste el que ha de explotar el buque, el proyectista ingeniero naval debe volcar sus conocimientos para ajustarse lo más posible a los requerimientos del armador, teniendo en cuenta, además, las posibilidades de los astilleros nacionales para que el barco salga lo más competitivo posible.

La crisis de la energía y su incidencia en el transporte de petróleo, por Carlos Barreda, director gerente de Ibertanques.

 Breve historia de los orígenes y desarrollo de la crisis de energía. Antecedentes históricos. Creación de la O. P. E. C. El arma del petróleo. Reacción de los países consumidores. Desarrollo posterior de los acontecimientos.

2. Consecuencias en el transporte de petróleo y en la construcción naval. Derrumbamiento del mercado de fletes. Problemas consiguientes: amarre de buques sin empleo; cancelación de contratos; desguace; paralización de los contratos en los astilleros. Apertura del canal de Suez y consecuencias previsibles.

3. Consecuencias en el área nacional. Breve historia del transporte del petróleo en España. Evolución de la flota. Problemas económicos. Cobertura de la flota nacional. Panorama del futuro del transporte de crudo en España.

4. Perspectivas futuras. Estudio de las posibles alternativas en la década del 75 al 85.

INGENIERIA NAVAL Septiembre 1975

El motor diesel como propulsión marina después de la crisis del petróleo, por V. Carlowitz. M. A. N.

Se explica qué efecto ha tenido la crisis del petróleo sobre el motor diesel como propulsión marina. Además se estudia si se ha producido una modificación en la relación de motores de cruceta, de dos tiempos, con respecto a los motores semirrápidos, de cuatro tiempos, y qué razones son decisivas para esta modificación. Finalmente se da una idea sobre la futura dirección de desarrollo referente a motores diesel de propulsión marina.

En detalle: a base de curvas y ejemplos se comprueba que el motor diesel, como máquina motriz más rentable, aumenta esencialmente su porcentaje en las instalaciones totales de propulsión marina debido al aumento del coste del combustible en el triple y hasta el cuádruple.

Ejemplo: más de 20 buques contenedores grandes, con potencias propulsoras de 33.000 hasta 56.000 CVE, que se pidieron en Europa en los últimos doce meses se equiparon todos con propulsión diesel. Antes de la crisis del petróleo estos buques se hubieran equipado con seguridad con turbínas de vapor.

A base de material estadístico se estudia si ha variado el porcentaje de motores semirrápidos frente a la propulsión con motores de cruceta de dos tiempos y cuáles son, en caso dado, las razones:

- Futura disponibilidad de combustible, aún peor en la navegación.
- Distintos gastos de mantenimiento, etc.

Con una orientación breve se desea dar una idea sobre la dirección hacia la que irá probablemente en un futuro más próximo el desarrollo con respecto a los motores diesel:

- Mayores grados de sobrealimentación en motores de dos tiempos.
- Adelantos en los consumos de combustible.
- Seguridad aún más elevada y simplificación ulterior en el mantenimiento.

Tarifa internacional de fletes «Trampscale» para materias primas, por Joaquín Constans. Compañía Valencia de Navegación, S. A.

Breve historial de los períodos de crisis en el mercado internacional de fletes; la ley de la oferta y la demanda; la inmovilización de buques como intento de ayuda o alivio a las situaciones críticas; los planes de estabilización promovidos por la Cámara de Comercio Internacional de Londres y su resultado negativo; la conveniencia de implantar una tarifa de fletes para materias primas y su aplicación mediante un convenio de ámbito internacional; sugerencias sobre las mercancías que deberían ser incluidas en la tarifa; consideraciones sobre la necesidad de que dicho convenio sea promovido a través de un or-ganismo afecto a la O. N. U. (eventualmente, la United Nations Conference on Trade and Developmet [UNCTAD], de Ginebra) y comentarios sobre el impacto que el intento de la creación de la tarifa «Trampscale» podría causar entre los fletadores de todo el mundo, junto con sugerencias para tratar de evitar posibles oposiciones justificar una acción protectora de los navieros. Mediante anexos se establecerá un proyecto de tarifa, comprendiendo varias mercancías e itinerarios, de acuerdo con lo que es más corriente en tráficos internacionales actualmente, y unos cuadros de unificación de datos de buques de distintos tonelajes (velocidad, consumo, precios, gastos de explotación, gastos de puerto, estimación de «lastradas» subsiguientes a cada viaje, etc.), con cuyos datos se podría ampliar la tarifa todo lo que se quisiera, para lo cual se acompañarán también distintos ejemplos.

El gran astillero y su circunstancia. Presente y futuro, por Alfonso García Ascaso, doctor ingeniero naval.

En el trabajo se pretende exponer las repercusiones que la actual crisis de la energía del petróleo que, a

juicio del autor, va a tener sobre la trayectoria futura el funcionamiento y la existencia misma de un gran astillero. Se parte de la situación actual considerando los aspectos de la producción, volumen de gastos a absorber, cartera de pedidos, valores añadidos, etc., y se analizan los cambios a que obligará la situación presente, tanto para el propio astillero como para el entorno en que se desenvuelve su actividad.

Se indican los caminos que habrá que recorrer, tanto con respecto a la política de contratación y a la reestructuración propia de la factoría como en cuanto se refiere a las inversiones, orientación y apoyo a recibir del medio en que se mueve, para afrontar debidamente los duros tiempos que se avecinan.

Se ha supuesto que la política de la Administración de pleno empleo en los astilleros se va a seguir fielmente, tanto desde el punto de vista social como económico.

La construcción naval mundial. Su progreso y futuro, por T. F. Jaroszymski. Lloyd's Register of Shipping.

En este trabajo se estudia el crecimiento de la industria de la construcción naval mundial sobre la base de datos estadísticos y se analizan las causas de su declive en algunos países y de su expansión en otros. Se dedica especial atención a los factores contribuyentes al desarrollo de una industria de construcción naval en países que en el pasado contribuyeron insignificantemente a la producción mundial.

En este contexto se comenta la posición actual de la construcción naval española.

Se evalúa el efecto de la crisis de energía y de la consecuente recesión sobre la construcción naval y se hacen algunos pronósticos sobre el futuro.

La crisis actual del transporte marítimo de pasajeros, por Luis Lomo Martín, ingeniero naval, y Pedro Sancho, capitán de Marina Mercante.

La actual crisis económica ha provocado gran cantidad de estudios sobre su repercusión en la explotación de los grandes buques y en la construcción naval.

Sin embargo, no es fácil encontrar estudios relativos a su incidencia en otros tráficos, y especialmente el de pasajeros, probablemente porque éste se encontraba inmerso con anterioridad a 1973 en una crisis más específica, originada por la competencia de otros medios de transporte, entre otras causas.

En los años anteriores a 1973, las navieras de buques de pasaje estaban reestructurándose para adaptar sus servicios a la coyuntura existente. Esta reestructuración había alcanzado éxito en ciertos tráficos en los que estaban recuperando o manteniendo puestos preeminentes.

La situación económica actual, con su enorme inflación de costos, ha modificado los parámetros comparativos de los diversos sistemas de transporte.

Las causas de la crisis y las consecuencias de esta situación se analizan con detalle en el trabajo que resumimos.

El mercado de fletes y la explotación del buque. Algunos efectos del tratamiento fiscal de las amortizaciones, por Gerardo Polo Sánchez, doctor ingeniero naval, y Emilio Casares, licenciado en Ciencias Económicas.

El mercado de fletes condiciona en gran medida los encargos de nuevos buques, capital productivo de las empresas navieras. Dado el carácter cíclico de aquél y el dilatado período de construcción de estos bienes de equipo, los buques contratados en momentos de auge suelen entrar en servicio en épocas de depresión, lo que incide desfavorablemente sobre su rentabilidad. A la luz de estos hechos se analiza el tratamiento fiscal de las amortizaciones de los buques, sugiriéndose la utilización de tal instrumento de política económica como medida de apoyo al sector naviero.

El desequilibrio del mercado de buques. Consecuencias previsibles en la industria de la construcción naval, por José Manuel Puelles Benítez, ingeniero naval, y Fernando Casas Blanco, ingeniero naval.

El impacto de la brusca cuadruplicación del precio del crudo ha producido el acercamiento en el tiempo y la remodelación de la estructura económica mundial.

A corto plazo, el desequilibrio se ha traducido en un descenso del consumo y la producción mundiales. El comercio internacional, y particularmente el tráfico marítimo, han visto cambiar la tendencia de la demanda de medios de transporte.

Más radicales, aunque más retrasados, han sido los efectos de las previsiones a medio y largo plazo sobre aquellos sectores cuya capacidad y tipificación productivas aparecen condicionadas a una vida media más larga de sus recursos. Este caso es particularmente notable en la industria naval.

Es necesario estudiar el marco que permita definir las opciones de evolución futura del sector de construcción naval. Los pasos que se dan para ello son el análisis del equilibrio de oferta y demanda de nuevas construcciones; de la influencia que pueden ejercer desarrollos técnicos, ecológicos, políticos u otras variables de efectos previsibles, y estudio de las políticas sectoriales de las naciones o grupos nacionales más importantes.

Como consecuencia, se muestra una gama de situaciones posibles que, junto a la definición de unos objetivos nacionales, permita orientar la política futura de construcción naval española.

XIII SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

La Asociación de Ingenieros Navales, intensificando su actuación en cuanto a la promoción de sesiones técnicas que sirvan de tribuna de exposición de las opiniones o trabajos que en cada momento se puedan presentar sobre temas de actualidad, ha convocado las XIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, que se pretenden celebrar en Asturias los días 2, 3 y 4 de junio de 1976.

El tema general de la convocatoria es "Buques y astilleros de tipo medio". La sesión de apertura se celebrará probablemente en Oviedo y las sesiones de trabajo, así como el acto de clausura, se desarrollarán en Gijón.

Teniendo en cuenta las normas existentes para comunicaciones en Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval (publicadas en el número de julio de 1975 de nuestra Revista, página 399), los autores que piensen presentar trabajos deberán enviar el título y un resumen del mismo con cinco meses de antelación a la fecha de celebración de las Sesiones, es decir, antes del primero de enero de 1976, y el trabajo deberá entregarse dos meses antes, o sea, el primero de abril de 1976.

CURSO DE TECNOLOGIA ESPACIAL

Organizado por la Cátedra Especial de Tecnologías del Espacio, de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Barcelona, se celebrará, los próximos meses de noviembre y diciembre, un Curso Monográfico de Tecnología Espacial. Su contenido será el siguiente:

ASTRODINAMICA, por la Dra. M. Asunción Catalá Poch, Dra. en Ciencias del Departamento de

Física de la Tierra y del Cosmos de la Facultad de Ciencias de la Universidad de Barcelona.

- 1.0.—Métodos de determinación de órbitas.
- 1.1.—Ecuaciones del movimiento. 1.2.—El problema de dos cuerpos. 1.3.—Determinación de una órbita: métodos de Laplace y Gauss. 1.4.—Problemas modernos en la determinación de órbitas. 1.5.—Corrección diferencial de órbitas. 1.6.—Perturbaciones seculares.

SISTEMAS: OBTENCION ESPACIAL DE IMA-GENES, por el Prof. M. Remondiere, subdirector de Investigación Técnica en el Centre National d'Etudes Spatiales C. N. E. S., Centre Spatial de Toulouse, de Francia.

- 1.0.—Captación de imágenes.
- 1.1.—Diferentes tipos de cámaras embarcadas.
- 1.2.—Los sensores pasivos y activos en microondas.
 - 2.0.—Calidad y tratamiento de las imágenes.
- 2.1.—Determinación de la calidad de la cadenaimagen. 2.2.—El tratamiento efectuado a bordo de satélites. 2.3.—El pre-tratamiento efectuado en las centrales de tierra.

Para información y matrícula dirigirse a la Secretaría de ETSIIB, Avda. Generalísimo, 647, Barcelona, desde primero de octubre, de 10 a 14 y de 17 a 19, teléfono 249 58 00, ext. 254 y 321, o al teléfono 239 68 39.

VIDA PROFESIONAL

CONCURSO-OPOSICION PARA INGRESO EN EL CUERPO DE INGENIEROS NAVALES

En el "Boletín Oficial del Estado" del pasado día 1 de septiembre se publica una Resolución del Ministerio de Industria por la que se eleva a definitiva la relación provisional de los aspirantes admitidos a los ejercicios del concurso-oposición del epígrafe. (INGENIERIA NAVAL, julio 1975, pág. 400.)

Asimismo, en el "Boletín" del día 22 del mismo mes aparece una Orden del mismo Ministerio por la que se designa el Tribunal que ha de juzgar dicho concurso-oposición y que es el siguiente:

Presidente: Ilmo. Sr. D. Emilio Miranda Díez, Director General de Industrias Siderometalúrgicas y Navales, por delegación del Ilmo. Sr. Subsecretario.

Suplente: Ilmo. Sr. D. Ramón Bouza Evia, Subdirector General de Industrias Navales.

Vocales:

- D. Rosendo Chorro Oncina, Catedrático de la E. T. S. de Ingenieros Navales.
 - D. Angel Morales Martínez, Ingeniero Naval.
- D. Rafael Vega Sanz, Consejero del Consejo Superior del Ministerio de Industria.

INGENIERIA NAVAL Septiembre 1975

D. Baldomero García-Doncel Rodríguez, de la Inspección General de Buques y Construcción Naval.

Vocal Secretario: D. Francisco García Revuelta, Jefe de Sección de la Dirección General de Industrias Siderometalúrgicas y Navales.

Vocales suplentes:

- D. Ricardo Martín Domínguez, Catedrático de la
 E. T. S. de Ingenieros Navales.
 - D. José Benito Parga López, Ingeniero Naval.
- D. José María González de León, Jefe de Sección de la Dirección General de Industrias Siderometalúrgicas y Navales.
- D. Antonio Prego García, de la Inspección General de Buques y Construcción Naval.

Vocal Secretario suplente: D. Dimas Pérez Torres, Jefe de Sección de la Dirección General de Industrias Siderometalúrgicas y Navales.

VARIOS

MEJORA DEL RENDIMIENTO DE LAS TURBINAS DE GAS G. E.

La compañía General Electric ha anunciado los avances técnicos conseguidos por su personal de investigación que pueden mejorar sustancialmente el rendimiento de las turbinas de gas marinas. La mejora potencial en el rendimiento —que viene a ser equivalente al ahorro en cada 12 viajes a través del Atlántico del combustible necesario para un viaje— es uno de los resultados de un contrato por cinco años, efectuado con la Administración Marítima de Estados Unidos, al objeto de reducir los problemas de la combustión del fuel-oil Bunker C en turbinas de gas de alta temperatura.

El fuel Bunker C es el combustible más barato que se obtiene en la destilación del petróleo, pero contiene azufre, vanadio y sodio. A las altas temperaturas de combustión de las turbinas de gas estas impurezas no sólo tienen un efecto altamente corrosivo, sino que también pueden combinarse con otros elementos en la corriente de aire, formando depósitos duros que hacen que disminuya el rendimiento de la turbina.

Tradicionalmente se añaden compuestos de magnesio al fuel Bunker C para reducir los efectos corrosivos del vanadio. Pero el magnesio se combina también con el azufre y se precipita en forma de sulfuro de magnesio, que a bajas temperaturas se elimina fácilmente, pero cuando la temperatura aumenta, lo hace asimismo la cantidad depositada y su eliminación resulta muy difícil. A 1.500° F, que es la temperatura normal de combustión en las turbinas de gas, el problema de los depósitos ha representado una preocupación constante. Al aumentar la temperatura de combustión debería aumentar también el rendimiento de la turbina, pero el aumento de temperatura trae consigo el problema de los depósitos de sulfuro de magnesio y también da lugar a que el

magnesio se oxide en el aire y forme depósitos muy duros de óxido de magnesio.

El equipo de investigación de General Electric ha conseguido una técnica con la que puede aumentarse en 200° F la temperatura de combustión, obteniendo un aumento en el rendimiento de un 8 por 100. El óxido de magnesio que se forma es expulsado en minúsculas partículas con los gases de exhaustación. También ha abordado otro problema importante, intrínseco al proyecto de las turbinas, que es la corrosión producida por la reacción, con el oxígeno, del azufre y otras impurezas que se encuentran en el fuel. General Electric ha conseguido una forma de revestimiento que mejora la capacidad de las aleaciones de las turbinas para resistir la corrosión a altas temperaturas.

TALLER AUTOMATICO DE TUBOS

El astillero de Tsu, de Nippon Kokan, ha inaugurado recientemente un nuevo sistema automático, conocido como NK-PIPES (NKK-Pipe Integrated Production and Engineering Systems). Este sistema utiliza un ordenador en todos los pasos del proceso, tales como dibujo, suministro de materiales, cortado, curvado, soldadura de bridas, despacho y transporte.

NK-PIPES incorpora alguno de los sistemas de automación y control numérico desarrollados y utilizados en los astilleros de Tsu y Tsurumi de la sociedad. Una característica importante del sistema es un control centralizado con ordenador mediante varios subsistemas para distintas operaciones con control numérico. Los cuatro subsistemas más importantes son: información sobre planificación (basado en la planificación del barco calcula el tiempo, tipos y cantidad de tubos que se necesitan), proceso (proporciona normas para corte automático, curvado y soldadura), materiales de fabricación y control numérico centralizado (que controla el almacenado y fabricación de los tubos).

NUEVO TRAMO EN EL CANAL DE SUEZ

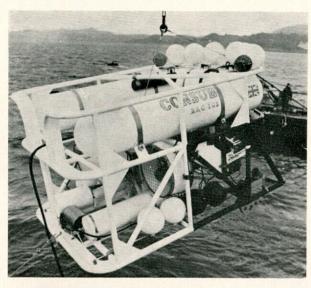
El vicepresidente de la autoridad del Canal de Suez ha anunciado recientemente que existía el proyecto de construir un nuevo tramo del Canal, de una longitud de 14,5 Km., entre Ras-el-Ish y el Canal actual, que permita el paso de petroleros de 300.000 TPM. Esta obra se acometería después de acabar en 1978 la primera etapa del proyecto de aumento del Canal, que permitirá el paso de buques de 150.000 TPM a plena carga.

COOPERACION ENTRE MAIERFORM Y SCHIFFKO

Las dos sociedades de ingeniería naval MAIER-FORM y SCHIFFKO han concluido recientemente un acuerdo de cooperación. El objeto del mismo es poder ofrecer a precios más ventajosos los servicios que prestan en diferentes ramos de la navegación y la construcción naval, pero sin renunciar a su independencia.

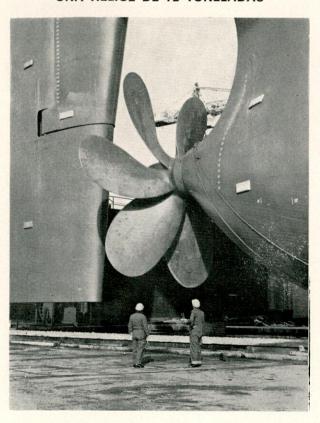
Número 483 INGENIERIA NAVAL

NUEVO VEHICULO BRITANICO PARA LA EXPLORACION DEL FONDO SUBMARINO



El "CONSUB" ("Continental Shell Submersible", o sumergible para uso en la plataforma continental) es un vehículo de exploración del fondo submarino, que funciona por control remoto, diseñado y hecho por la British Aircraft Corporation para el Instituto de Ciencias Geológicas. El proyecto fue patrocinado conjuntamente por dicho Instituto y el Ministerio de Industria británico. Este sumergible está dotado de dos cámaras de televisión y focos para observar el fondo submarino. El operador y observadores, que están en la cabina de control del buque nodriza, pueden controlar el paso del aparato por el fondo, pudiendo hacer un registro en video.

UNA HELICE DE 72 TONELADAS



Parece que la mayor hélice del mundo es la instalada en el petrolero "Ioannis Coloctronis", de 380.000 TPM, botado recientemente en Bremen, Alemania Occidental. La hélice, de seis palas de paso fijo y fundición de "Nikalium", pesa 72 toneladas, mide 9,4 m. de diámetro y ha sido fabricada por la compañía Stone Manganese Marine en Inglaterra. Es la primera de diez destinadas a petroleros de esta clase que saldrán de astilleros alemanes. La fundición se hace en una pieza, para lo que hay que verter simultáneamente 100 toneladas de aleación fundida usando tres cucharas.

EXPORTACION DE BOMBAS FABRICADAS EN ESPAÑA

En un reciente concurso internacional convocado por la empresa de construcciones navales INCONAV, de Río de Janeiro, para la adquisición de bombas y equipos de bombeo con destino a 37 buques pesqueros para una compañía portuguesa, ha sido adjudicataria de la misma la conocida industria española MANUFACTURAS ARANZABAL, S. A., BOMBAS ITUR.

Ello demuestra la mayoría de edad que van adquiriendo algunas firmas españolas, al poder competir en el mercado internacional respondiendo plenamente a las exigencias de calidad y precio.

INFLUENCIA DE LA REDUCCION DE LA VELO-CIDAD SOBRE EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y LA CAPACIDAD DEL TRANSPORTE

El director de los servicios marítimos del Bureau Veritas ha presentado ante la Asociación de industriales de la provincia de Génova un informe sobre la actividad de su sociedad de clasificación y, en general, sobre la actividad de la marina mercante internacional en 1974.

M. Bourceau insistió sobre la disminución de la velocidad de los buques con motivo de la crisis de energía. Todo hace pensar que la velocidad se disminuirá en 2 nudos de promedio, lo que proporcionará un ahorro del 25 por 100 sobre los gastos de combustible y reducirá la capacidad de transporte en un 8 por 100. Por otra parte, puede considerarse que la tendencia al aumento del tonelaje de los buques ha terminado.

Las consecuencias de la apertura del canal de Suez desde el punto de vista del tonelaje de la flota internacional no parecen todavía muy claras, pero si se admite que los buques de hasta 60.000 TPM podrán pasar por el Canal a plena carga y los buques de 200.000 TPM en lastre, la demanda de tonelaje disminuirá a corto plazo en un 5 por 100 aproximadamente.

En lo que respecta al tráfico marítimo del carbón, declaró que es actualmente del orden de 100 millones de toneladas anuales, para una producción de 2.400 millones y que la demanda de los buques para este transporte se triplicaría probablemente en el futuro.

BIBLIOGRAFIA.—Septiembre 1975

- 41. CUESTIONES RELACIONADAS CON EL PROYECTO (Incluye, entre otras cosas, los reglamentos, excepto SEVIMAR)
- 451. Designing streamlined ship lines from developable surfaces (en ruso).

A. Gotman.

«Sudostroyeniye». Agosto 1974.

452. The rules of the Register of Shipping of the USSR for nuclear powered vessels (en ruso).

L. Borin y Z. Gurevich.

«Sudostroyeniye». Agosto 1974.

453. Segregated ballast VLCC's. An economic and pollution abatement analysis.

Kimon P. y Kiss R.

«Marine Technology», núm. 4, 1973.

- 454. Entwurf und konstruktion von ubooten in der bundesrepublik dentschland nach dem zweiten weltkrieg (Proyecto y construcción de submarinos en la República Alemana después de la II Guerra Mundial). Nohse L. «Schiff und Hafen», núm. 9, 1973.
- 455. Air cushion vehicles new technology in the navy.
 Wachnik Z.
 «Naval Engineers Journal», núm. 4, 1973.
- 456. The naval ship as an urban design problem.
 Heffron M.
 «Naval Engineers Journal», núm. 3, 1973.
- 457. The operator and engineer-partners in naval ship design.
 Graham C.

«Naval Engineers Journal», núm. 3, 1973.

- 458. Approximate evaluation of marine power plant output (en ruso).
 Ashik V.
 «Sudostroyeniye», núm. 5, 1973.
- 459. The SSPA cargo liner series hull surface generation and geometry of forms. Sabit A.

«International Shipbuilding Progress», núm. 232, 1973.

 Effectiveness of double bottoms in preventing oil outflow from tanker bottom damage incidents.
 James C.

«Marine Technology», núm. 1, 1975.

461. Optimización del peso de acero del casco para el transporte económico general.

A. Shama.

«Revista de Información E. N. ELCANO». Julio 1975.

462. A practical method for overall strength evaluation of hydrofoil vessels (en ruso).
Ivchik V.

«Sudostroyeniye». Mayo 1975.

463. Design-to-cost of naval ships.

Reuven Leopold.

«SNAME. Annual Meeting». Noviembre 1974.

464. Characteristic of bulk products carriers for restricted - draft service.

Donald P. Roseman, Morton Gerthler y Robert E. Kohl. «SNAME. Annual Meeting». Noviembre 1974.

465. SL-7 Containerships: Design, construction, and operational experience.

W. Boylston, J. de Koff y J. Muntjewerf. «SNAME. Annual Meeting». Noviembre 1974.

466. Small prototypes of ships-theory and a practical example.

Marbury F

«Naval Engineers Journal», núm. 5, 1973.

467. Development of the USN surface effect ship, SES-100 B.

Mantle P

«Naval Engineers Journal», núm. 5, 1973.

468. The 1973 University of Michigan ferro-cement canoe project.

Coveyon T.

«Marine Technology», núm. 2, 1974.

469. Conversion of seamaster cargoliners to full containerships.

Munroe H.

«Marine Technology», núm. 2, 1974.

- 470. Direct search optimization technique for constrained objet functions using better point algorithm.

 Kupras L.

 «Hansa». Mayo 1974.
- 471. The relative costs of ship design parameters. Fisher K. «The Naval Architect», núm. 3, 1974.
- 472. Aerodynamics of high-performance wing sails.
 Scherer J.
 «Marine Technology», núm. 3, 1974.
- Material development, design, construction, and evaluation of a ferrocement planing boat.

Dinsenbacher A.

«Marine Technology», núm. 3, 1974.

474. Some preliminary throughts when designing cross river ferries.

Stephen T.

«Ship and Boat International», núm. 5, 1974.

475. A means of transporting abnormal loads by sea and

Stephen T

«Ship and Boat International», núm. 4, 1974.

476. Floating pumping stations (en ruso).

Shmakov M.

«Sudostroyeniye». Diciembre 1974.

477. Structural design of a timber-carrier for the Far-East lines (en ruso).

Barabanov N.

«Sudostroyeniye». Diciembre 1974.

478. Ways of improving structural arrangement of timber carrier decks (en ruso).

Zakharov B.

«Sudostroyeniye». Diciembre 1974.

479. Local strength investigation of bulkcarriers (en ruso).

Kustov V

«Sudostroyeniye». Diciembre 1974.

480. Comparaciones económicas de los buques y de su propulsión.

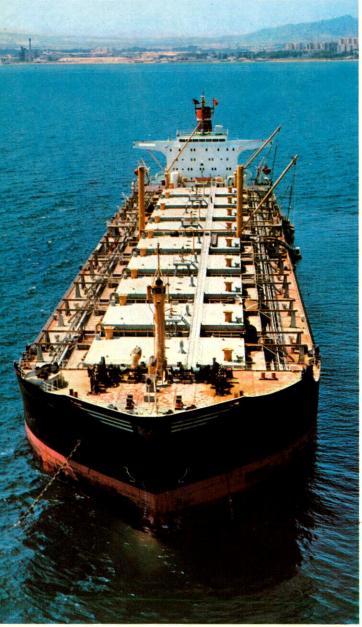
L. Buxton.

«Revista de Información E. N. ELCANO». Enero 1975.



INGENIERIA PROYECTOS ASESORAMIENTOS ESTUDIOS





Buque O.B.O. EULALIA DEL MAR 118.000 TPM

IBERO TECNICA
Teléfonos 23 70 21 - 23 70 24 - 23 71 08
Telex 32013 - 32550
Ercilla, 1
Bilbao (9)

IBERO SERVICIOS

Inspección teléfonos 23 44 06 - 23 44 07 Personal teléfonos 23 43 03 - 23 43 04 Telex 32013 - 32505 Astarloa, 8, 2.° Bilbao (1)

IBERO SISTEMAS

Teléfono 24 88 88 Telex 32013 Ercilla, 1 Bilbao (9)

Buque portacontenedores MARUJA DEL MAR. 2.000 TPM, 119 contenedores ISO de 20 pies.



Buque portacontenedores FORTUNA (ex MANCHESTER MERIT) de 5.000 TPM

DEPARTAMENTO TECNICO

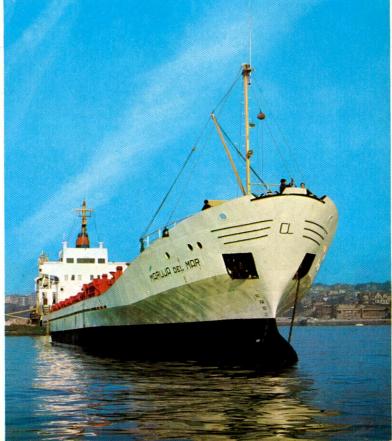
- Proyectos y Estudios de todo tipo de buques
- Asistencia técnica y comercial a Armadores para nuevos contratos o transformaciones
- Inspección técnica durante la construcción
- Asesoramiento técnico-comercial para selección de equipos y materiales

DEPARTAMENTO SERVICIOS

- Inspección técnica y mantenimiento de buques en servicio
- Servicios de personal (selección y control de tripulaciones)
- Servicios de «management» de buques en general

DEPARTAMENTO SISTEMAS • Ingeniería de sistemas

- Grandes bombas centrífugas EIMAR-WEIR y sistemas completos de carga y lastre WEIR para petroleros, buques O.B.O., bulkcarriers, etc.
- Control remoto de servicios de carga y lastre
 Actuadores hidráulicos NORSK HYDRO para válvulas de mariposa
- Plantas de tratamiento de aguas residuales SEAWAY para buques
- Estabilizadores de balance BROWN BROTHERS por tanques
- pasivos Compensadores BROWN BROTHERS de movimiento vertical y tensores para plataformas marinas de prospección





IBERO S. A.

Telefs.: 23 70 21 - 23 70 24 - 23 71 08 Telex: 32013 - 32505 BILBAO-9



REFERENCIAS DE PROYECTOS, INSPECCIONES Y ASESORAMIENTO A ARMADORES

Astillero	N.º Cons- trucción	Nombre del buque	Tipo	Año	Armador	Servicios
Talleres del Astillero, S.A	. 41	Rocio del Mar	Carguero de 500 TPM	1966	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima de Axpe, S. A.	31	Teresa del Mar	Carguero de 1.000 TPM.	1968	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima de Axpe, S. A.	43	Castiello	Carguero de 1.000 TPM.	1969	Andrés Ruiz de Velasco S.A.	
Basse Sambre Corcho S.		Tatiana del Mar	Carguero de 1.900 TPM.	1969	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Basse Sambre Corcho S.		Pumarin	Carguero de 1.900 TPM.	1969		Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima de Axpe, S. A.	45	Alcotán Beatriz del Mar	Atunero de 39 m Lpp.	1969	G. I. P. S. A.	Asesoramiento e Inspección
Marítima de Axpe, S. A. Marítima del Musel, S. A.	33 112	Mercedes del Mar	Containers 2.900 TPM. Containers 2.900 TPM.	1970	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Basse Sambre Corcho S.		Fortuna	Containers 5.000 TPM.	1970 1970	Equimar Marítima, S. A. Manchester Liners, Ltd.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Basse Sambre Corcho S.		Estad Elsfleth	Carguero de 5.000 TPM.	1970	H. W. Janssen GmbH	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima del Musel, S. A.		Begoña del Mar	Containers 1.000 TPM.	1970	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima del Musel, S. A.		Santurio	Containers 1.000 TPM.	1970	Naviera Santa Catalina, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Astilleros Celaya, S. A.	115	Pilar del Mar	Containers 1.000 TPM.	1970	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Astilleros Celaya, S. A.	116	Leticia del Mar	Containers 1.000 TPM.	1970	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
A. E. S. A. Matagorda	154	Asturias	Bulkcarrier 19.500 TPM.	1970	Cía. Gijonesa de Naveg. S. A.	Asesoramiento e Inspección
A. E. S. A. Matagorda	155	Jovellanos	Bulkcarrier 19.500 TPM.	1970	Cía. Gijonesa de Naveg. S.A.	Asesoramiento e Inspección
Basse Sambre Corcho S.	A. 110	Malladas	Containers 2.000 TPM.	1971	Naviera Santa Catalina, S.A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
A. E. S. A. Matagorda	163	Magdalena del Mar	Bulkcarrier 24.500 TPM.	1971	Líneas Asmar, S. A.	Asesoramiento e Inspección
A. E. S. A. Sestao	174	Soledad María	Bulkcarrier 30.000 TPM.	1971	Naviera Letasa, S. A.	Asesoramiento e Inspección
Maritima del Musel, S. A.		Manchester Rápido	Containers 2.800 TPM.	1971	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima del Musel, S. A.	126		Containers 2.800 TPM.	1971	Naviera Santa Catalina, S. A.	
Astilleros del Atlántico S.	126	Frontier Lola del Mar	Containers 5.000 TPM. Containers 1.100 TPM.	1972 1972	Manchester Liners, Ltd.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Astilleros Celaya, S. A. Astilleros Celaya, S. A.	127	Somio	Containers 1.100 TPM.	1972	Equimar Marítima, S. A. Naviera Santa Catalina, S. A.	
Astilleros Celaya, S. A.	129	Manola Toro	Containers 1.100 TPM.	1973	Toro y Betolaza, S. A.	Proyecto
Astilleros Celaya, S. A.	130	Myrian del Toro	Containers 1.100 TPM.	1973	Toro y Betolaza, S. A.	Proyecto
Astilleros Celaya, S. A.	134	Juan Carlos Toro	Containers 1.100 TPM.	1973	Toro y Betolaza, S. A.	Proyecto
Astilleros Celaya, S. A.	135	José Esquivel	Containers 1.100 TPM.	1973	Toro y Betolaza, S. A.	Proyecto
Astilleros de Santander S	.A. –	Blanca del Mar	Containers 1.800 TPM.	1973	Transportes Navales, S.A.	Proyecto transformación portacontainer Asesoramiento e Inspección
Astilleros de Santander S		Emilia del Mar	Containers 1.800 TPM.	1973	Transportes Navales, S.A.	Proyecto transformación portacontainer Asesoramiento e Inspección
Astilleros de Santander S		Conquistador	Containers 3.300 TPM.	1973	Contenemar, S. A.	Proyecto transformación portacontainer Asesoramiento e Inspección
Astilleros de Santander S Astilleros Celaya, S. A.	148	Descubridor Sota Eduardo	Containers 3.300 TPM. Containers 1.100 TPM.	1973	Contenemar, S. A. Sota Poveda, S.A.	Proyecto transformación portacontainer Asesoramiento e Inspección Proyecto
Marítima del Musel, S. A.		Regina del Mar	Containers 1.700 TPM.	1974	Contenemar, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima del Musel, S. A.		Clotilde del Mar	Containers 1.700 TPM.	1974	Contenemar, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
E. N. Bazán-Ferrol	146	Paloma del Mar	O. B. O. 118.000 TPM.	1974	Líneas Asmar, S. A.	Asesoramiento e Inspección
E. N. Bazán-Ferrol	151	Eulalia del Mar	O. B. O. 118.000 TPM.	1974	Líneas Asmar, S. A.	Asesoramiento e Inspección
A. E. S. A. Sestao	184	Carmen María	O. B. O. 120.000 TPM.	1974	Naviera Letasa, S. A.	Asesoramiento e Inspección
Maritima del Musel, S. A.	166	Maruja del Mar	Containers 2.000 TPM.	1974	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Astilleros Celaya, S. A.	149	Sota Alejandro	Containers 1.100 TPM.	1975	Sota Poveda, S.A.	Proyecto
Balenciaga	253	Urraki		trucción		Proyecto
Astilleros Celaya, S. A.	152	_	Carguero 1.900 TPM.	>>	Extramar, S. A.	Proyecto
Astilleros Celaya, S. A. Astilleros Celaya, S. A.	153	_	Carguero 1.900 TPM.	>>	Extramar, S. A.	Proyecto Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Astilleros Celaya, S. A.	154 155	_	Containers 1.900 TPM. Containers 1.900 TPM.	»	Transportes Navales, S.A. Transportes Navales, S.A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Maritima del Musel, S. A.			Containers 1.700 TPM.	>>	Naviera Santa Catalina, S.A.	
A. E. S. A. Sestao	185		O. B. O. 120.000 TPM.	»	Naviera Letasa, S. A.	Asesoramiento e Inspección
A. E. S. A. Sestao	212		Petrolero 130.000 TPM.	»	Líneas Asmar, S. A.	Asesoramiento e Inspección
Enrique Lorenzo y Cía. S.			Containers 500 T.E.U.	>>	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Enrique Lorenzo y Cía. S		- 7000 80	Containers 500 TE.U.	>>	Equimar Marítima, S. A.	Proyecto, Inspección y Asesoramiento
Astilleros de Santander S	.A.108	- AND 10	Supply Vessel	»	Transportes Navales, S.A.	Asesoramiento e Inspección
Astilleros de Santander S			Supply Vessel	»	Transportes Navales, S.A.	A <mark>sesora</mark> miento e Inspección
Astilleros del Atlántico S		-	Tug Vessel	»	American Offshore Fleet	Asesoramiento e Inspección
Astilleros del Atlántico S			Tug Vessel	>>	American Offshore Fleet	Asesoramiento e Inspección
Astilleros del Atlántico S			Tug Vessel	»	Cía. Hispano-Americana de Offshore	Asesoramiento e Inspección
Astilleros del Atlántico S			Tug Vessel	»	Cía. Hispano-Americana de Offshore	Asesoramiento e Inspección
Astilleros de Santander S	.A. 123	-	Cementero	»	Marítima de Cementos y Graneles, S. A.	Asesoramiento e Inspección

ACTUALIZACION DEL ANUARIO DEL COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS NAVALES

Modificaciones entre el 1-1-75 y el 1-9-75

	CLASIFICACION ALFABETICA	755.	Dacal Vidal, Luis María.
		737.	Delgado Nuche, Luis.
1. Mo	1. Modificaciones	846.	Díaz Navarrete, José Antonio.
244	Akerman Trecii Alvaro	918.	Díaz Sánchez-Pacheco, Luis Antonio.
6.032.		6.017.	Dopico Freire, Amable.
956.	Arias Santos, Rafael Lino.	716.	Espallardo Maurandi, José Antonio.
376.	Azpiroz Azpiroz, Juan José.	534.	Esteban García, José.
827.	Baque Calvo, Luis Javier.	6.070.	Fernández Arcalis, Tomás.
805.	Bellón Izquierdo, Antonio.	898.	Fernández de Palencia Delgado,
514.	Benita Fernández, Vicente.	000	Foundaries de Contra Hinate Fo
711.	Berlana Fernández, Teodoro.	. / 98	remandez de Santos nuerta, relipe.
787.	Bienes Pesqui de Gemini, Carlos.	555.	Fernández García, Alfonso.
940.	Cabrera Méndez, Germán.	695.	Ferrer Spottorno, Jorge.
881.	Calvo Amat, Juan Ramón.	6.036.	Ferrer Perdomo, Juan.
837.	Cardona Domingo, Ricardo.	571.	Font de Querol, Felipe.
876.	Casanova de San Simón, Juan An-	865.	Galán Moreno, Andrés.
	tonio.	.009	Galicia Hernán, Ricardo V.
868.	Casas Vicente, Andrés.	072.	Galvache Cerón. Antonio.
315.	Casas Tejedor, Jesús.	870.	García Ferrero, José Luis.
656.	Collado Pacheco, Pedro.	204.	García Martínez, Francisco.
309.	Corominas Corcuera, Fernando.	850.	García Rodríguez, Luis Fernando.
340.	Costilla Peña, Bernardo.	.609	Godino Pardo, Francisco Javier.
266.	Criado López, Francisco.	513.	Gómez Francés, José Luis.

000.	585	875.	841.	348.	784.	717.	6.065.	829.	433.	756.	925.	6.007.	349.	
10000	585 Lomo Martín, Luis.	Lago Piñeiro, José Manuel.	Lafuente López, José Juan.	Jiménez Luna, Luis.	Jiménez Giménez, Francisco.	Izquierdo Oliver, José Miguel.	Ivorra Juan, Vicente.	Huidobro Salas, José Ignacio.	Hernández de Rojas, José Luis.	González Linares, Rafael.	González Tirado, Rafael.	González Julia, Francisco Javier.	349. González de León, José María.	
400	584.	760.		152.	6.055.	6.074.	811.	507.	651.	592.	922.	263.	957.	
ADD Directo Alabara E	584. Polo Sanchez, Ge	Plaza Wontero, F	cisco Javier.	Pinacho Bolaño-F	Pérez Rojas, Luis	Pérez Navamuel,	Peña Fuentes, Fra	Peiró Peiró, Jesú	Paz Balmaseda, J	Pascual Plaza, Jo	Pascual Jiménez,	Parreño Navarro,	Ortega Doval, Ra	

González Linares, Rafael. Hernández de Rojas, José Luis.	592. 651.	592. Pascual Plaza, José Luis. 651. Paz Balmaseda, Justino de.
Huidobro Salas, José Ignacio.	507.	Peiró Peiró, Jesús.
Ivorra Juan, Vicente.	811.	Peña Fuentes, Francisco Javier.
Izquierdo Oliver, José Miguel.	6.074.	Pérez Navamuel, Jesús Vitores.
Jiménez Giménez, Francisco.	6.055.	Pérez Rojas, Luis.
Jiménez Luna, Luis.	152.	Pinacho Bolaño-Rivadeneira, Fran- cisco Javier.
lago Piñeiro José Manuel	760.	Plaza Montero, Fernando.
Iomo Martín Iuis	584.	Polo Sánchez, Gerardo.
Iónez Almenar Ignacio	403.	Puente Alzaga, Francisco.
Lónez Alvarez José Manuel	799.	799. Ramírez Sánchez, Francisco Javier.
10001 11101011	100	FOE Domán Mortinos losá Ignacio de

554.	488.	565.	799.	403.	584.	760.	152.	6.055.	6.074.	811.	507.	651.	592.	
Río Serrano, José del.	Rey Parga, José.	Ramón Martínez, José Ignacio de.	Ramírez Sánchez, Francisco Javier.	Puente Alzaga, Francisco.	Polo Sánchez, Gerardo.	Plaza Montero, Fernando.	Pinacho Bolaño-Rivadeneira, Fran- cisco Javier.	Pérez Rojas, Luis.	Pérez Navamuel, Jesús Vitores.	Peña Fuentes, Francisco Javier.	Peiró Peiró, Jesús.	Paz Balmaseda, Justino de.	Pascual Plaza, José Luis.	

6.045.

Maiques Linares, Julio.

893.

López Tejero, José María.

López Freire, Luis.

6.049.

6.040.

Martín Garzo, Luis Alfonso Martín Criado, Santiago. Marina Benítez, José. Marchena López, Manuel Manaute Raposo, José Miguel.

Martínez Arribas, Joaquín.

6.040.

559. 797. 851. 731.

Rosa Dorado, Hipólito de la.

Ruiz-Carrillo Cabezón, Leonardo.

Rodríguez Gómez, Eladio. Robert Roglá, Juan Bautista.

Román Núñez, Pedro José.

177. 402.

Martínez Morales, Marcial

Martínez Martínez, Arturo José.

142

Moreno Arenas, Vicente.

Molina Navas, Rafael.

119 198 093. 788

Matos Lecuona, Antonio.

Méndez de Lara, Luis Alberto.

769. 770. 789.

Sánchez Carrión, José María.

Salinero Cuerdo, Rufo Angel.

Sainz de Bustamante y Alvarez-

Osorio, Amalio.

Sáenz López, Jesús. Rubio García, Luis.

Martínez Souto, Rafael. Martínez Odero, Luis. 972. 692.

9.104	er.
6 104 Pro	Polosia Divodonoiro Eron
Ast.	as, Luis.
Telé	amuel, Jesús Vitores.
ruña	ites, Francisco Javier.
Fec	ó, Jesús.
6.103. Pror	seda, Justino de.
	laza, José Luis.
And	ménez, Eugenio.
Fec	lavarro, Jose Joaquiii.
Enci	land land landing
6.102. Pror	oval, Rafael.

6.102. Promoción 1974. edes Vega, Julio. ha de n.: 14-1-50. nse, 27, 2.º El Ferrol (La Coiso Fernández, Carmelo. ha de n.: 8-8-50. rés Torrejón, 18, 5.º Madrid-7. noción 1973. fono 31 28 56. y Talleres del Noroeste, S. A. noción 1972. fono 433 02 47. 6.105. Ana Oyarzun Goiburu. Blasco de Garay, 15, drid-15. García de las Heras, Santa Cruz. Fecha de n.: 11-8-43. Teléfono 449 57 83. Contenemar, S. A.

5.0 0

Avda. José León de Carranza, nú-mero 16, 11.º Cádiz. Ast. Españoles, S. A. Promoción 1970. Sánchez Hernández, Eduardo. Fecha de n.: 3-4-44. Maria del Carmen Núñez Pascual.

Orsikowsky Cirujeda, Bernardo.

Orea López, José María.

Nieto-Márquez Bravo, Enrique.

815.

Shaw Martos, Guillermo.

Serrano Moreiras, Miguel

Socias Piarnau, Jaime.

447.

Sebastián Carazo, José Antonio de

Sánchez Jiménez, José Antonio. Sánchez de Pablo, Ricardo.

Sendagorta Aramburu, Enrique de

825.

Sánchez Sastre, Miguel.

Navarro Acacio, Jose. Moreno Ultra, Florentino

Soriano Girón, Enriqu Tejeda Lozano, Juan. Topham Reguera, Rica Trujillano Puya, Juan. Tuñón Alvarez, Antoni Vaca-Arrazola Banos, Viniegra López, Salva	Adiciones 87. Arias Rodrigo, Carlos 86. Blanco Silgado, Pedro 82. Borrachero Viou, Mig	Caso Gómez, Alfredo. Cidoncha López, Jaime Enciso Fernández, Car Esteve del Pozo, Edua Fernández Muñoz, Ru	Font Ordóñez, Manuel Gallego Martínez, Jose García Arévalo, Carlos García de las Heras, García González, Aleje García Ripollés, Migue Gimeno Cervera, José Girón Muntadas, Santi	lorra Juan, Vicente. López Díaz-Delgado, Jo Llopis Torija-Gascó, Fe Macías Ruiz, Juan Frar Madrigal Gayubar, Isi Martínez de Azcoitia Mánuel. Méndez Martínez, Juan
296. 864. 951. 463. 728. 732. 6.053.	2. Ad 987. 6.096.	979. 977. 6.102. 6.101. 6.100.	991. 982. 994. 6.104. 6.097. 983. 989.	978. 993. 6.083. 990. 6.090. 988. 6.092.
Victoria Cueto Serrano. Principado, 4. Oviedo. Teléfono 21 30 52. JAL. Promoción 1973. Varela Reino, Mauro Antonio. Fecha de n.: 17-7-50. María Esther Armas Oriondo. Manuel Wessell de Guimbarda, número 1, 3.° D. Cartagena (Murcia).	Promoción 1973. Blanco Silgado, Pedro. Fecha de n.: 7-8-45. Francisco Madariaga, 4. Madrid-17. Telefono 407 50 34. Lloyd's Register of Shipping. Promoción 1973. García González, Aleiandro		Fecha de n.: 23-12-45. Concepción Mediavilla Martínez. Plaza de Bécquer, 3, 8.º B. Cádiz. Astilleros Españoles, S. A. Promoción 1971. Pérez Sobrino, Mariano. Fecha de n.: 30-149. Angela Gallardo Prichard. Nicaragua, 20, 3.º B. Madrid-16. Teléfono 457 82 37. Canal de Experiencias Hidrodinámicas.	Promoción 1973. Fernández Muñoz, Rufino Carlos. Fecha de n.: 17-12-48. Orense, 17. El Ferrol (La Coruña). Teléfono 31 28 56. Ast. y Talleres del Noroeste, S. A. Promoción 1973. Esteve del Pozo, Eduardo. Fecha de n.: 15-6-49. Nemesia Soriano Sánchez. Avda. Reina Victoria, 11, 5.º B. Cartagena. Empresa Nacional Bazán.
6.095.	6.096.	6.098.	6.099.	6.100.
María Jesús Sanz González. Coruña, 16, 2º izqda. El Ferrol. Ast. y Talleres del Noroeste, S. A. Promoción 1973. Gimeno Cervera, José Manuel. Fecha de n.: 28-1-46. Bartolomé Reus, 13. Castellón de la Plana. Teléfono 22 16 26.	Promoción 1973. Zabala Alonso, Juan Antonio. Fecha de n.: 14-11-48. María Milagros Salazar García. Aleiandro Sánchez, 29, 1.º Madrid-19. Teléfono 269 53 22. D. de Const. Navales Militares.	Promoción 1973. Madrigal Gayubar, Isidoro. Fecha de n.: 3-3-46. María Andrea Bajo Canora. San Antonio, 5, 1.º El Ferrol. Empresa Nacional Bazán.	Promoción 1974. Tejedor Ventosa, Juan Luis. Fecha de n.: 28-12-51. Andrés de Soloaga, 2, 4.º Madrid-24. Teléfono 218 43 52. Empresa Nacional Bazán. Promoción 1970. Martínez de Azcoitia Fernández, Manuel. Fecha de n.: 25-5-45. Bufo Rendueles 26. Gilón	Teléfono 34 27 75. S. A. Juliana Const. Gijonesa. Promoción 1973. Vilches Collado, Luis. Fecha de n.: 15-148. María del Carmen Rojo Calvo. Hacienda de Pavones, 206, 5.° C. Madrid-30. Jal. Promoción 1973. Sors Pérez, Jorge. Fecha de n.: 29-3-44.
6.088.	6.089.	6.090.	6.092.	6.093.

6.080. Méndez Pérez, José Luis.	985. Moller Bertráns, Carlos.	6.098. Moreno Robles, Luis.	6.085. Pano Caia. Luis Aleiandro	6 103 Paredes Vega Iulio	0004 Déson Doine Luis	relet nojas, Luis.	6.099. Pérez Sobrino, Mariano.	976. Reguera Bueno, Antonio.
6.080.	985.	6.098.	6.085.	6 103	000	304.	6:009	976.
296. Soriano Girón, Enrique.	864. Tejeda Lozano, Juan.	951. Topham Reguera, Ricardo J.	463. Trujillano Puya, Juan.	728. Tuñón Alvarez, Antonio.	732. Vaca-Arrazola Banos, Jaime.	1053 Vinjegra Lénez Salvador	Topos, Calvaco.	
296.	864.	951.	463.	728.	732.	3 053		

6.087. Romero Hernández, Juan Antonio.

6.086. Rivas Ramis, Antonio.

				 Trenas Fernández, Julio. 	5. Varela Reino, Mauro Antonio.	3. Vico Rubio, Juan.	 Vidal Martín, Roberto. 	3. Vilches Collado, Luis.	9. Zabala Alonso, Juan Antonio.		CLASIFICACION NUMERICA		Modificaciones		Empresa, suprimida.		Bureau Veritas Español, S. A.					leja-Alcobendas (Madrid).		. Moreno Arenas, Vicente. María García-Mansilla Llaneces.	
	6.105.	6.094.	6.091.	980.	6.095.	986.	981.	6.093.	6.089.				1.	020	017	092.		0	093.		119.		,	142.	
Arias Rodrigo Carlos				Cidoncha López, Jaime.	Enciso Fernández, Carmelo.		Fernández Muñoz, Rufino Carlos.	Font Ordóñez, Manuel.	Gallego Martínez, José Ignacio.	García Arévalo, Carlos.	García de las Heras, Santa Cruz.	García González, Alejandro.	García Ripollés, Miguel Angel.	Gimeno Cervera, José Manuel.	Girón Muntadas, Santiago.	Herrero Martín, Ricardo.	Ivorra Juan, Vicente.	López Díaz-Delgado, José Ramón.	Llopis Torija-Gascó, Fernando.	Macías Ruiz, Juan Francisco.	Madrigal Gayubar, Isidoro.	Maiques Linares, Julio.	Martínez de Azcoitia Fernández, Manuel.	Méndez Martínez, Juan.	
286	6.096.	6.082.	979.	977.	6.102.	6.101.	6.100.	991.	982.	994.	5.104.	6.097.	983.	5.088.	989.	992.	978.	993.	3.083.	990.	3.090.	988.	3.092.	3.084.	

- 155. 152. Sendagorta Aramburu, Enrique de Pinacho Bolaño-Rivadeneira, Fortuny, 51. Madrid-10. cisco Javier. Fran
- das (Madrid). Veredilla, 14. La Moraleja-Alcoben-
- 168. Moreno Ultra, Florentino. Ast. y Talleres del Noroeste, S A
- 177. Martínez Martínez, Arturo José Teléfono 31 31 07.
- 198. Martínez Souto, Rafael. Fallecido 22-4-75.
- 204 García Martínez, Francisco Teléfono 69 73 92.

244.

Akerman Trecu, Alvaro

- 263. Reyes Magos, 18. Madrid-9. Parreño Navarro, José Joaquín. Crinavis. Madrid.
- 266. Criado López, Francisco. Rheinhold & Mahla, S. A Unión Naval de Levante
- 296. Soriano Girón, Enrique Arenas (Vizcaya). Avda. del Triunfo, 42, 4.º P
- 301. Osorio, Amalio. E. T. S. de Ingenieros Navales. Sainz de Bustamante y Alvarez-
- 309. Corominas Corcuera, Fernando. Astilleros Españoles, S. Zurbano, 65. Madrid-10. Teléfono 419 08 77. A. Medrid
- 315. Casas Tejedor, Jesús. Ortega y Gasset, 14, 9.º Madrid-6. Teléfono, suprimido.
- 340. Costilla Peña, Bernardo
- 348. Jiménez Luna, Luis Doctor.
- 349. González de León, José Ma Castelló, 75 dupl. Madrid-6. León, José María.
- 376. Azpiroz Azpiroz, Juan José Astilleros Españoles, S. A. Factoría

1 4

- 402. Martínez Arribas, Joaquín. Avda. Moliní. Edif. Elcano, pta. A, 5.º drcha. Sevilla. Teléfono 61 56 06.
- 403 Puente Alzada, Francisco. Gran Vía, 190, 2.º A. Vigo Teléfono 23 62 65. vedra). (Ponte-
- Hernández de Rojas, José Navalux, S. A. Luis
- Sebastián Carazo, José Antonio de. drid-3. Conde de la Cimera, 6, bajo. Ma-
- Desarrollo de Técnicas Teléfono 233 37 00. leros. para Asti-
- 463. Trujillano Puya, Juan. tander. Avda. Ast. de Santander, S. Teléfono, suprimido. de los Castros, D 20.
- 488. Rey Parga, José Teléfono 35 85 11.
- 507 Peiró, Peiró, Jesús. El Bachiller, 1, pta. 37. Valencia-10. Teléfono 334 74 79.
- 513. Gómez Francés, José Luis. María Nieves Terroba. Crinavis, Vizcaya.
- 514. gorta (Vizcaya). Teléfono, suprimido. Benita Fernández, Vicente. Avda. del Angel, 5, portal Ast. Españoles, S. A. Olaveaga. 6. A
- 527. H. Buques. H. Inal, S. A. Shaw Martos, Guillermo

992.

Promoción 1970.

- 534. Esteban García, José. Crinavis. Cádiz.
- 554. Ríos Serrano, José del Teléfono 63 10 64. Marítima del Musel.
- Fernández García, Alfonso. Urb. La Chopera. Chalet 189. Rozas (Madrid). Teléfono, suprimido Las

- Avda. Cayetano del Toro, 14, 3.º C. M.* Angustias del Pino Córdoba Teléfono 23 39 92. Ast. Españoles, S.
- 987. Promoción 1971. Pasaje Doctor Bartual Moret, 9-12. Arias Rodrigo, Carlos. Fecha de n.: 26-8-45. Unión Naval de Levante Valencia. Ana María Crespo Rodríguez.
- 988. Aparisi y Guijarro, 4. Valencia. Teléfono 31 97 43. Concepción Pena Rodríguez. Maiques Linares, Julio. Promoción 1971. Unión Naval de Levante. Fecha de n.: 14-2-46.
- Girón Muntadas, Santiago Promoción 1971. Cardenal Silíceo, 22, 5.º Madrid-2 Carmen Monzón Pinilla Fecha de n.: 13-7-44. Teléfono 416 51 47.
- 990. Astilleros Españoles, S. Plaza Esquível, 1, 1.º F. Fecha de n.: 12-1-46. María de la Concepción Fernár-Promoción 1973. dez Rubio. Macías Ruiz, Juan Francisco Cádiz. A
- 991. Guecho (Vizcaya) Teléfono 69 75 11. Fecha de n.: 24-12-44. Particular de Maidagan, Promoción 1971. Font Ordóñez, Manuel ω entlo.
- Marticuena, 14, 1.º izqda. María del Carmen América Tiñana Herrero Martín, Ricardo. Sener glesias. Fecha de n.: 15-9-47. Teléfono 62 29 40 (Vizcaya) Algorta
- 993. Promoción 1974. López Díaz-Delgado, José Ramón

Fecha de n.: 25-4-44

994. Promoción 1971. Teléfono 402 18 80 Fecha de n.: 25-6-52. Conde de Peñalver, 96 8.0

Fecha de n.: 16-4-45. García Arévalo, Carlos.

- 6.080.Empresa Nacional Residencia Oficiales de Marina. Méndez Pérez, José Luis Fecha de n.: 29-12-46. Promoción 1973. Aumunder Heide, Ferrol. men 70. Alemania Bazán. 282 Bremen Ш
- 6.081. Número anulado, pasa a 990.
- 6.082 Promoción 1973. Fecha de n.: 15-2-48. Zurbano, 52, 5.º drcha. Borrachero Viou, Miguel Angel. Ideco. Teléfono 410 13 86 Madrid-10.
- 6.083Fecha de n.: 10-8-49. P.º de la Castellana, Promoción 1974. Llopis Torija-Gascó, Fernando. Teléfono 261 84 25. Arsenal. Las Palmas 78. Madrid-1.
- 6.084 Promoción 1974. Méndez Martínez, Juan. Fecha de n.: 12-12-50. Gabriel Lobo, 9, 4.º D. Madrid-2.
- 6.085 Promoción 1974. Pano Caja, Luis Alejandro. Fecha de n.: 26-2-46. Quesada, 8. 1.º B. Madrid-10. Teléfono 446 92 21.
- 6.086. 6.087. Promoción 1973 San Bernardino, 5, 1.º D. Madrid-8. Teléfono 247 72 81. Fecha de n.: 8-7-49. Promoción 1974. Romero Hernández, Juan Antonio. Rivas Ramis, Antonio.

- 6.045. Número anulado, pasa a 988.
- 6.048. Rubio García, Luis. Comercial Proma, S. A. Suministros Ind. Marítimos y Aéreos, S. A. - SIMA.
- 6.049. Manaute Raposo, José Miguel. Fray Marcos de Nizza, 4 - Urb. Santa Clara. Sevilla.
 - ta Clara. Sevilla.
 Ast. Españoles, S. A.
 6.053. Viniegra López, Salvador.
 Paseo Marítimo, 15, 2º Cádiz.
 - 6.055. Número anulado, pasa a 984.
- 6.065. Número anulado, pasa a 978.
- 6.070. Fernández Arcalís, Tomás. Angela Rodríguez Leiva. Frutos Saavedra, 5, 1.º izqda. El Ferrol (La Coruña). Ast. y Talleres del Noroeste, S. A.
- 6.074. Pérez Navamuel, Jesús Vitores. Franco Tormo, 1, pta. 14. Valencia-7.

2. Adiciones

- 976. Promoción 1972. Reguera Bueno, Antonio. Fecha de n.: 22-2-48. San Blas, 5. Madrid-14. Teléfono 339 52 59. Contenemar, S. A.
- 977. Promoción 1971.
 Cidoncha López, Jaime.
 Fecha de n.: 16-12-44.
 Pura Gallego Cidoncha.
 Plaza Clemente de Torres, 5, 4.º C.
 Cádiz.
 Empresa Nacional Bazán.
- 978. Promoción 1973.
 Ivorra Juan, Vicente.
 Fecha de n.: 12-11-37.
 María Cristiana Tejada Rodríguez.
 Pensamiento, 23, 5° E. Madrid-20.
 Teléfono 270 55 24.
 D. de Const. Navales Militares.

- 979. Promoción 1970.
 Caso Gómez, Alfredo.
 Fecha de n.: 10-1-44.
 Rosa María Lafuente Martínez.
 Alemania, 8, 9° Valencia.
 Teléfono 369 74 46.
 Contenemar, S. A.
- 980. Promoción 1974.
 Trenas Fernández, Julio.
 Fecha de n.: 18-7-47.
 M.* de los Angeles Arranz Moliner.
 Canalejas, 60, 5.º El Ferrol (La Coruña).
 Campsa.
- 981. Promoción 1972. Vidal Martín, Roberto. Fecha de n.: 29-11-47. Ana María Martín Curto. Luis Power, 18, 5.º B. Bilbao-14. Dragados y Construcciones, S. A.
- 982. Promoción 1973. Gallego Martínez, José Ignacio. Fecha de n.: 1-2-49. San Antonio, 9. Totana (Murcia). Teléfono 42 00 29.
- 983. Promoción 1972. García Ripollés, Miguel Angel. Fecha de n.: 29-9-46. Castillo, 18. Nava del Rey (Valladolid). Teléfono 85 00 06.
- 984. Promoción 1973.
 Pérez Rojas, Luis.
 Fecha de n.: 19-1-51.
 Ponzano, 31. Madrid-3.
 Teléfono 234 45 82.
 Institute of Hydraulic Research
- 985. Promoción 1966.
 Moller Bertrans, Carlos.
 Fecha de n.: 7-1-37.
 María Angeles Vendrell Jorge.
 Muntaner, 460, 5.º Barcelona.
 Teléfono 247 98 65.
 Hans T. Moller, S. A.
 Novenco Ibérica, S. A.
- 986. Promoción 1972. Vico Rubio, Juan. Fecha de n.: 2-3-47.

- 556. Socias Piarnau, Jaime. Hortensias, 1. Madrid-16. Teléfono 415 26 54.
- Ruiz-Carrillo Cabezón, Leonardo.
 Mercedes Godín Porto.
 Torrecedeira, 80, 4.º D. Vigo (Pontevedra).
 Germanisher Lloyd. Vigo.
- 565. Ramón Martínez, José Ignacio de. Margarita Redondo de Silva.
- Font de Querol, Felipe.
 Pérez Galdós, 2.ª esc., 6.º B. Santander.
 Teléfono, suprimido.
- 580. Nieto-Márquez Bravo, Enrique. Pez Volador, 36, 8° C. Madrid-30. Teléfono, suprimido.
- 584. Polo Sánchez, Gerardo. Cía. Valenciana de Navegación, Sociedad Anónima. Esc. T. S. de Ing. Navales.
 - 585. Lomo Martín, Luis. Naviera Aznar, S. A. Madrid.
- 592. Pascual Plaza, José Luis. Marqués de Riscal, 12. Madrid-4. Teléfono, suprimido.
- 600. Galicia Hernán, Ricardo V. S. A. Juliana Const. Gijonesa.
- 609. Godino Pardo, Francisco Javier. Pasch y Cía., S. A.
- 651. Paz Balmaseda, Justino de. Guzmán el Bueno, 133. Edificio Galia, 4.º D. Madrid-3. Teléfono 253 49 29.
- 656. Collado Pacheco, Pedro. Venezuela, 62, 1.º Vigo (Pontevedra). Teléfono 215152.
- 666. Sáenz López, Jesús. H. Buques. Cádiz. Escuela de Ingenieros Técnicos Navales.
- 688. Orsikowsky Cirujeda, Bernardo. Elizondo, 1, 1.° D. Algorta (Vizcaya). Teléfono 69 76 73. Crinavis. Vizcaya.

- 692. Marchena López, Manuel. Domicilio, suprimido. Comercial Abengoa, S. A. Huelva.
- 695. Ferrer Spottorno, Jorge. Promoción 1965. Manuela de Parias Pérez-Centurión. Teléfono 61 58 03.
- 711. Berlana Fernández, Teodoro. Hibiscos, 5, 3.º AC-5. Cádiz.
- 716. Espallardo Maurandi, José Antonio. Corazón de María, 15, 5.º A. Madrid-2. Teléfono, suprimido.
 - 717. Izquierdo Oliver, José Miguel. Corazón de María, 15, 7.º D. Madrid-2.

ď

Equipos Nucleares, S.

- 728. Tuñón Alvarez, Antonio. Teléfono 279 33 64.
- 731. Rodríguez Gómez, Eladio. Carrera de San Francisco, 9, 3.º B. Madrid-5. Teléfono 265 55 79. Papelera Española, S. A.
- 732. Vaca-Arrazola Baños, Jaime. Plz. Teniente Luciáñez, 12, entrepl. izquierda. Alicante. Teléfono 21 43 22.
- 737. Delgado Nuche, Luis.
 Pintor Máximo Ramos, 14-16, escalera 2, 1.° B. El Ferrol (La Coruña).
 Teléfono, suprimido.
- 752. Orea López, José María. Real. Edif. Cartagonova III, 11.º B. Cartagena. Teléfono 50 95 18.
- 755. Dacal Vidal, Luis María. María Aurora Asín Castellón. 42, A. Cathkin Road Langside Glasgow, 42. Britain. Eimar - Const. de Equipos Ind.
- 756. González Linares, Rafael. Teléfono 27 01 79.

Marinos.

1

- 760. Plaza Montero, Fernando. cional (I. M. C. O.). Londres. Org. Consultiva Marítima Interna-Domicilio, suprimido.
- 769 Sánchez de Pablo, Ricardo. Teléfono 21 32 03.
- 770 Anglo Naval e Industrial, S. A. -Teléfono, suprimido. Hydraulik Española, S. A. - Hyesa. M.* Auxiliadora, 19-21. Barcelona-17 Sánchez Carrión, José María
- 784. Jiménez Giménez, Francisco. Cronos, 1, 3.º C. Cádiz. Teléfono 27 20 83.
- 787. Bienes Pesqui de Gemini, Carlos. Peonías, 13 (La Pionera). Ma-Peonías,
- 788. Martínez Morales, Marcial. María Luisa González Calle.
- 789 Salinero Cuerdo, Rufo. Plz. de Ultramar, 1. El Ferrol Coruña). (La
- 797 Rosa Dorado, Hipólito de la. Empresa Nacional Hidroeléctrica Santa Madrona, s/n., 1.º Mora del del Ribagorzana (ENHER). Ebro (Tarragona).
- 799 Hípica. Residencia Adley. Las Mer-Ramírez Sánchez, Francisco Javier. Asistencia Técnica Naval. cedes. Caracas (Venezuela). Teléfono 91 30 90.
- 803 Sánchez Jiménez, José Antonio. Sayremar, S.
- 804 Molina Navas, Rafael Santander. Teniente Fuentes Pila, 7, 6.0 P
- 805 Bellón Izquierdo, Antonio. Telleche, 4. Algorta (Vizcaya).
- 811. Peña Fuentes, Fco. Javier de María Dolores de Benito. Asturias, 4, 2.º dcha. Gijón. la
- 815. Serrano Moreiras, Miguel Ibiza, 42, 4.º B. Madrid-9

- Teléfono 273 32 55. Huarte y Cía., S. A.
- 825 Sánchez Sastre, Miguel Angel. Menéndez Pelayo, 17, 13.º Gijón.
- 827. Baqué Calvo, Luis Javier. Parque Rubén Darío-Torre 3, 11-C. Sevilla.
- Capesur. Calderería Pesada del Sur, S. Teléfono 45 45 91. P
- 829 Huidobro Salas, José Ignacio. Caridad, 3, 1.º E. Algorta (Vizcaya). Teléfono 69 95 09. lecnos.
- 837. Cardona Domingo, Ricardo. Apartamentos «Vista Brava» - Girones, s/n. Blanes (Gerona). Teléfono, suprimido.
- 841. Lafuente López, José Juan. celona. Corporación Metropolitana de Teléfono 239 64 60. Bar-
- 846 Díaz Navarrete, José Antonio. Ayala, 84, 4.º F. Madrid-6. Teléfono 225 61 09.
- 849 Robert Roglá, Juan Bautista Teléfono 27 47 22.
- 850 García Rodríguez, Luis F. D. Ramón de la Cruz, 28, Teléfono 275 83 49. Madrid-1. 4.0 B
- 851. Román Núñez, Pedro José Teléfono 377 78 57.
- 863. López Alvarez, José Manuel. Naviberia. Modesto Lafuente, 6, 1.º D. Teléfono 446 54 14. drid-10. Ma-
- 864. Tejeda Lozano, Juan. Vitoria, 56-D, 2.º D. Burgos.
- 865. Galán Moreno, Andrés El Ferrol (La Coruña). Plz. del Callao, 25. Apartado 32
- 868. Urb. Virgen del Cortijo, 5. 5.º Ma-Casas Vicente, Andrés. drid-34.

- García Ferrero, José Luis. Chile-Edif. Ultramar, 2-4, 5.º izqda El Ferrol (La Coruña)
- Lago Piñeiro, José Manuel. Tamayo y Baus, 7, 4.º Madrid-4. Teléfono 419 66 94. Asistencia Técnica Naval

940.

- Casanova de San Simón, Juan Paular». Madrid-35 Empresa, suprimida. Arroyotresno, tonio. 24, 2.0 izqda. Ê An-
- 881. Calvo Amat, Juan Ramón Avda. de la Raza -puerta C 3. Sevilla. Edif. Elcano,
- 887 Fernán de Santos Huerta, Felipe. Aracena, 9. Aravaca (Madrid). Teléfono 207 52 58. Finanzauto, S. A.
- López Tejero, José María. caya). Teléfono 69 82 07 Valentín Corbeira, 1. Neguri (Viz-Ana Luisa Delclaux Bravo.
- 895 Méndez de Lara, Luis Alberto. Ast. y Talleres del Noroeste, S. A rrol (La Coruña) Pontevedra, 9-11, 2.º Julia Díaz Sixto. izqda. El
- Fernández de Palencia Delgado, Empresa Nacional Bazán. tagena (Murcia). Alfonso X el Sabio, 18, 11.º C. Car Teléfono, suprimido.
- 899 López Freire, Luis. Avda. de la Paz, 62-64. (La Coruña). Ш Ferrol

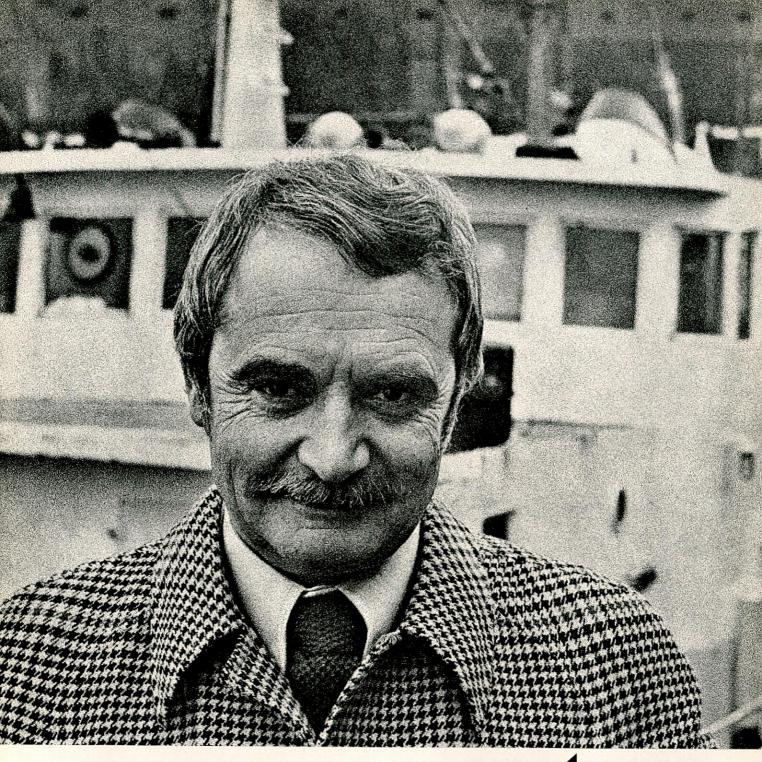
6.032

Número anulado, pasa a

987.

- 911. Martín Garzo, Luis Alfonso. Santa Hortensia, 24, 2.º Madrid-27.
- 918. Díaz Sánchez-Pacheco, Luis tonio. Metalmecanica. Ventura Rodríguez, 6. Oviedo Teléfono, suprimido. An-
- 922. Pascual Jiménez, Eugenio. Ast. Españoles, S. A. Olaveaga.

- 923 Navarro Acacio, José. Ast. Españoles, S. A. Manises.
- Sánchez Cerquero, 40, 4.º San Fer-González Tirado, Rafael. nando (Cádiz). Teléfono, suprimido.
- 946 López Almenar, Ignacio. Juan de la Cruz, 12, 5.º Gijón. Cabrera Méndez, Germán. Avda. Rufo Rendueles, 20 Teléfono 34 63 50. 26, D. 14 Bil-Z
- 951. Suárez Naranjo, Topham Reguera, Ricardo J. Suárez Naranjo, 78, 3.º B-1. Las Palmas. bao-14.
- 956 Arias Santos, Rafael Lino Wabco Dimetal.
- 957. cia-8 Guillem de Castro, 46, Ortega Doval, Rafael Banco de Crédito Industrial Teléfono 331 12 99. 8.º Valen-
- 972. Marina Benítez, José. Iturguichi, 2, 1.º P. A. Algorta (Viz-Teléfono, suprimido. Ast. del Cadagua. caya).
- 6.007. González Juliá, Javier. Carretera de Puentes, s/n. Cabañas (La Coruña).
- 6.017. Dopico Freire, Amable.
 Dr. Fleming - Edif Altamira, s/n., tercero C. El Ferrol (La Coruña).
- 6.036Empresa, suprimida. Rubicón, 31. San Bartolomé de Lan-zarote (Las Palmas). Ferrer Perdomo, Juan
- 6.040. Martín Criado, Santiago. María Luisa Santos Margaride. Paseo de la Chopera, 31, 2.º C. Ma-Empresa, suprimida.



HOMBRES QUE CONFIAN EN LOS MOTOPES CALCEPDIA CALCEPT CALCEP

En 1966, el señor Gerard Lanlo, de Lorient, Francia, eligió motores Caterpillar para equipar su arrastrero «Le Torpen», de 33 m. de eslora. Ahora, cuando el motor propulsor D398 tiene más de 50.000 horas de servicio y el motor auxiliar D333 que acciona el cabrestante tiene 13.000 horas, el Sr. Lanlo manifiesta:

«Estos motores han demostrado con

su gran rendimiento la excepcional calidad de los productos Caterpillar. Requieren muy poco mantenimiento..., además, su sistema de inyección de combustible es tan sencillo que no causa dificultades.»

Los motores diesel Caterpillar, de gran calidad y con una gama de potencias desde 85 a 1125 HP al freno, están diseñados de forma que su mantenimiento resulte fácil y cómodo y son aprobados por todas las principales sociedades de clasificación marina.



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

Cómo se comportan los aceros inoxidables a -269°C.

Varios aceros inoxidables austeníticos normales mantienen buenas propiedades mecánicas a temperaturas bajo cero, incluso tan bajas como -269° C.

Estos aceros al cromo-níquel son fácilmente soldables, particularmente adecuados y ampliamente utilizados en equipos para la manipulación de gases licuados, tales como: oxígeno, nitrógeno, hidrógeno, argón, helio, etileno y gas natural licuado—a temperaturas criogénicas—.

Nosotros, en Inco, el mayor productor de níquel mundial, hemos realizado un estudio detallado sobre el comportamiento y selección de aceros inoxidables para usos criogénicos.

Nuestro prontuario sobre el tema presenta tablas informativas sobre los tipos recomendados de aceros inoxidables normales, junto con sumarios de las especificaciones y designaciones de aceros más importantes de carácter nacional en Europa y los Estados Unidos.

Les será muy fácil disponer de estos datos. Remítanos el cupón y de inmediato le enviaremos una copia.



INTERNATIONAL NICKEL IBERICA LIMITED Avda. Alberto Alcocer, 46-MADRID (16)



A:International Nickel Ibérica Ltd.. Avda. Alberto Alcocer, 46 MADRID (16)

Envíenme por favor una copia de su Prontuario sobre Materiales para Servicio Criogénico (4368).

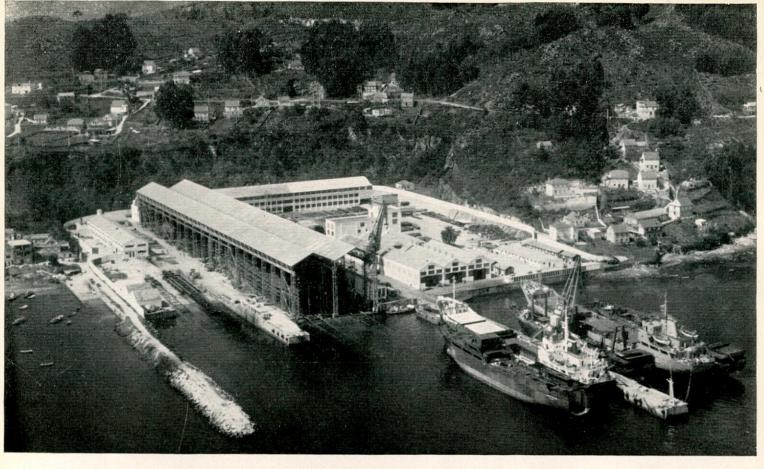
Nombre

Cargo

Compañía

Dirección

3



ASTILLEROS CONSTRUCCIONES, S. A.

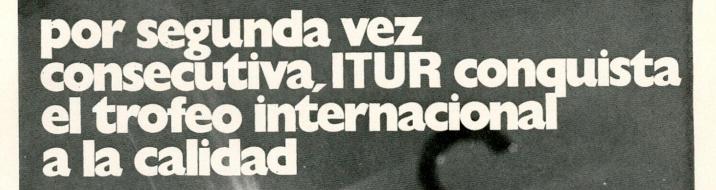
9

Apartados 56 y 402 Velázquez Moreno, 9 Construcción y reparación de buques

Factorías en Meira y Ríos VIGO (España)

> Teléfonos 22 69 00* y 22 47 00* Telex 83004. Telegramas: ASCON





Altamente complacidos por este nuevo éxito, queremos hacer partícipes de nuestra satisfacción a todos los que nos honran con su amistad y confianza.

Aprovechamos la ocasión para recordar que, ITUR sigue siendo la única empresa fabricante de bombas

que ha conseguido tan preciado galardón.



MANUFACTURAS ARANZABAL, S. A.

ZARAUZ (GUIPUZCOA)

ASTILLEROS DE TARRAGONA DE JUAN BTA. GARCIA

PROYECTO, CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

ESPECIALISTAS EN REMOLCADORES Y PESQUEROS

VARADEROS HASTA 900 TONE-LADAS DE PESO



Remolcador «POBLET». Tarragona.

TARRAGONA

Río Francolí, s/n.

7 (21 23 47 21 23 48 21 23 48

Teléf. 21 23 48

Teleg.: GARCIMAR
Telex: 56479

There's a reason why we're number one!

Fifteen years ago, a revolutionary new system of stabilization was developed to dampen undesirable rolling characteristics of ships on the high seas. Utilizing a hydrodynamically controlled flow of fluid within a specially designed tank, this unique patented system was in immediate demand. The reduction of rolling resulted in higher sea speed, less damage to cargo, increased vessel and crew productivity, and lower fuel consumption.

In the fifteen years since its introduction, that remarkable device—the FLUME Stabilization System—has been further refined and modified. In fact, with more than 1000 installations worldwide on every type and size of vessel, FLUME has had more experience in tank stabilization systems than all of our competition combined. And FLUME costs no more.

That's why we're number one.



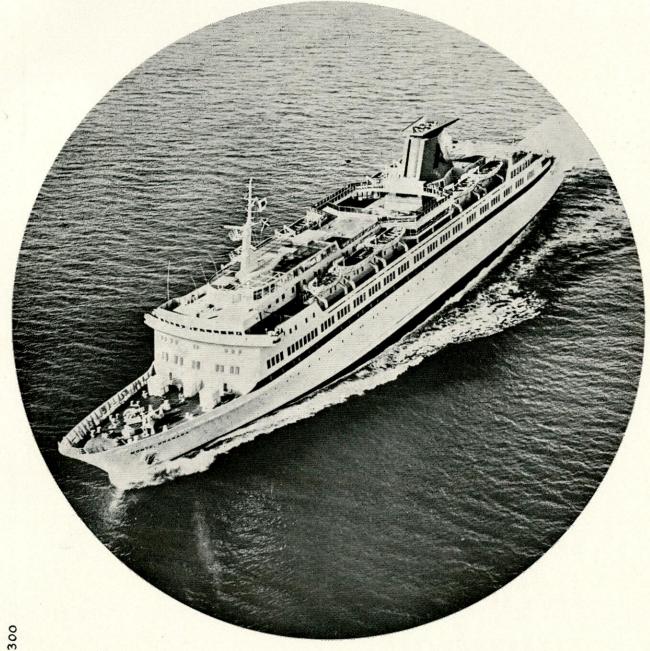
DESIGNED AND ENGINEERED BY

JOHN J. McMULLEN ASSOCIATES, INC.

NAVAL ARCHITECTS . MARINE ENGINEERS . CONSULTANTS

One World Trade Center, Suite #3000, New York, N.Y. 10048
Representatives throughout the world.

UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.



Buque Ferry "Monte Granada" de pasaje y carga refrigerada para Naviera Aznar, S.A.

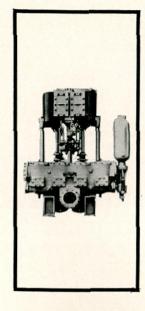
PROYECTO Y CONSTRUCCION DE BUQUES DE TODOS LOS TIPOS HASTA 22.000 TRB

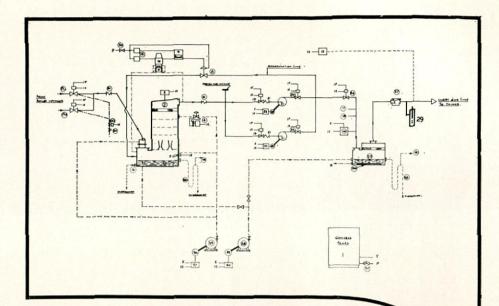
- Pasaje
- · Pasaje y carga
- Carga seca
- Petroleros
- Transbordadores
- Buques especiales
- Frigoríficos
- Transporte de G. P. L.
- Madereros
- Dragas
- Ganguiles
- Etc., etc.

- Reparación de buques y maquinaria
- Diques flotantes de 8.000 Tons. en Valencia y 6.000 (J. O. P.) y 4.000 Tons. en Barcelona (Fuerza ascensional)

OFICINAS CENTRALES EN MADRID: AVDA. CALVO SOTELO, 12 - TELEF. 225 98 25

ASTILLEROS Y TALLERES DE VALENCIA APARTADO 229 - TELEFONO 23 08 30 TALLERES NUEVO VULCANO APARTADO 141 - BARCELONA - TEL. 319 42 00









DISEÑO, FA-BRICACION Y MONTAJE DE PLAN-TAS DE GAS INERTE, LICENCIA AIRFILCO.

BOMBAS ALTERNATIVAS DAWSON & DOWNIE, PARA SERVICIOS DE STRIPPING, SENTINAS Y LASTRE.

TECNICA Y SERVICIO EN SUPERACION

Estudios y proyectos técnicos • Turbinas Terry • Condensadores y equipos de vacio . Calentadores de combustible, aceite, sanitarios y servicio de limpieza de tanques

- Enfriadores para servicio de agua de refrigeración y aceite lubricante • Compresores de aire Clark
 - Soplantes Root Protección catódica
 - Fittings BKL Brazos de carga y des
 - carga Acoplamientos

Koppers.

INDEIN

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

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

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



O



Protección-incendio a medida

- DETECCION DE INCENDIOS
- DETECCION DE ATMOSFERAS TOXICAS
- EXTINCION

Instalaciones especiales para buques petroleros

PROVEEDORES DE LOS MAS IMPORTANTES ASTILLEROS DE ESPAÑA

Cerberus Pasa s.a.

Ingeniería de Incendio y Seguridad



Calle Perú, 186

BARCELONA-5

Telex 528 1 CERPA-E Hurtado de Amézaga, 27-7.° Teléfono (93) 308 20 04 ! Teléfono (944) 43 56 16 Teléfono (91) 467 15 00

BILBAO-8

Moreto, 15

MADRID-14

SOLICITE INFORMACION





SERVICIO en los principales puertos del Mundo.

EN ESPAÑA:

ALFA-LAVAL, S. A.

SOCIEDAD ESPAÑOLA DEL GRUPO MUNDIAL ALFA-LAVAL/DE LAVAL

OFICINAS Y FABRICA: CALLE DE ANTONIO DE CABEZON, 27
FUENCARRAL (MADRID-34)

TELEFONOS: 734 68 00 (10 líneas) 734 04 00 (10 líneas)

APARTADO DE CORREOS: 31015 DIRECCION TELEGRAFICA: ALFALAVAL MADRID

TELEX: 23 172 LAVAL E

SERVICIO EN:

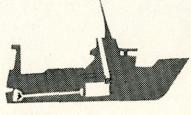
VIGO - LA CORUÑA - AVILES - PASAJES - BARCELONA - CADIZ - ISLAS CANARIAS -

MOTORES PROPULSORES

AESA-SULZER AS-25\30

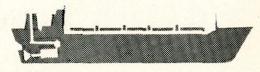
potencias 1.000 a 4.000 bhp.a 750/1.000 rpm.





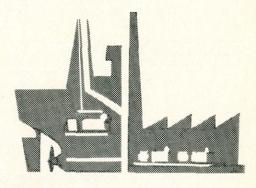
UN MOTOR

ROBUSTO DE REDUCIDO TAMAÑO Y ELEVADA POTENCIA



UN MOTOR

DE MULTIPLES APLICACIONES PROPULSOR EN PESQUEROS, REMOLCADORES, ESPECIALES, ETC.



UN MOTOR

UTILIZADO COMO AUXILIARES EN GRANDES BUQUES O COMO ESTACIONARIO EN CENTRALES ELECTRICAS Y OTRAS INSTALACIONES INDUSTRIALES



ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

DIRECCION COMERCIAL:
PADILLA,17 - MADRID-6
Fabricados en FACTORIA de BILBAO

acion Lateral

sencillas eficaces resistentes

PARA TODA CLASE DE TUBOS

MDL

ONDAS

COMPENSADORAS DE

DILATACION

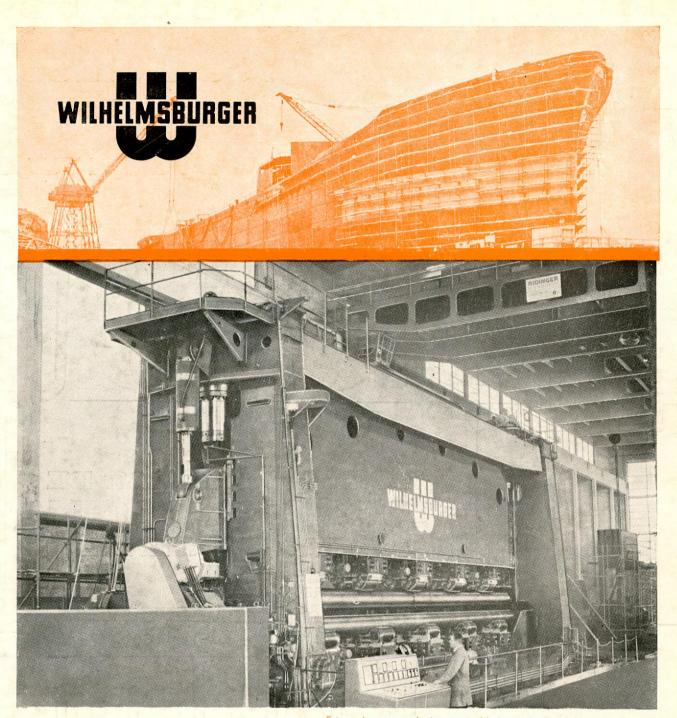
axial o lateral

EN ACERO AL CARBONO O EN ACERO INOXIDABLE

S.M.M.P.-E

LA MAQUINISTA DE LEVANTE

LA UNION • CARTAGENA (MURCIA) TEL. 560.100-101-125 LA UNION • APARTADO 2



Esta es la mayor máquina construída hasta ahora en el mundo para curvar planchas de barcos: Longitud de trabajo: 17.070 mm. espesor máx. de chapa 50 mm.

WILHELMSBURGER está especializada en la fabricación de grandes máquinas para trabajos de chapa en <u>Astilleros</u> y Calderería pesada.

- -- Curvadoras de planchas de barcos.
- Curvadoras de chapa de 3 rodillos (también ha construido WILHELMSBURGER las mayores máquinas del mundo para curvar chapa en frío hasta 3.660 mm. de longitud y 180 mm. de espesor).
- Aplanadoras de chapa.

- Prensas de pórtico.
- Prensas hidráulicas especiales de un montante para múltiples aplicaciones, con un punzón horizontal adicional.
- Plegadoras de chapa.
- Cizallas para chapa.



Sociedad para Investigaciones y Aplicaciones Industriales, S. A.

OFICINA CENTRAL Y EXPOSICION: ALCALA, 52-T. 232 28 04-T. MODUL-Télex 27466-MADRID-14

Delegaciones: Barcelona - Cádiz - Vizcaya - Guipúzcoa - Oviedo - Vigo - Zaragoza