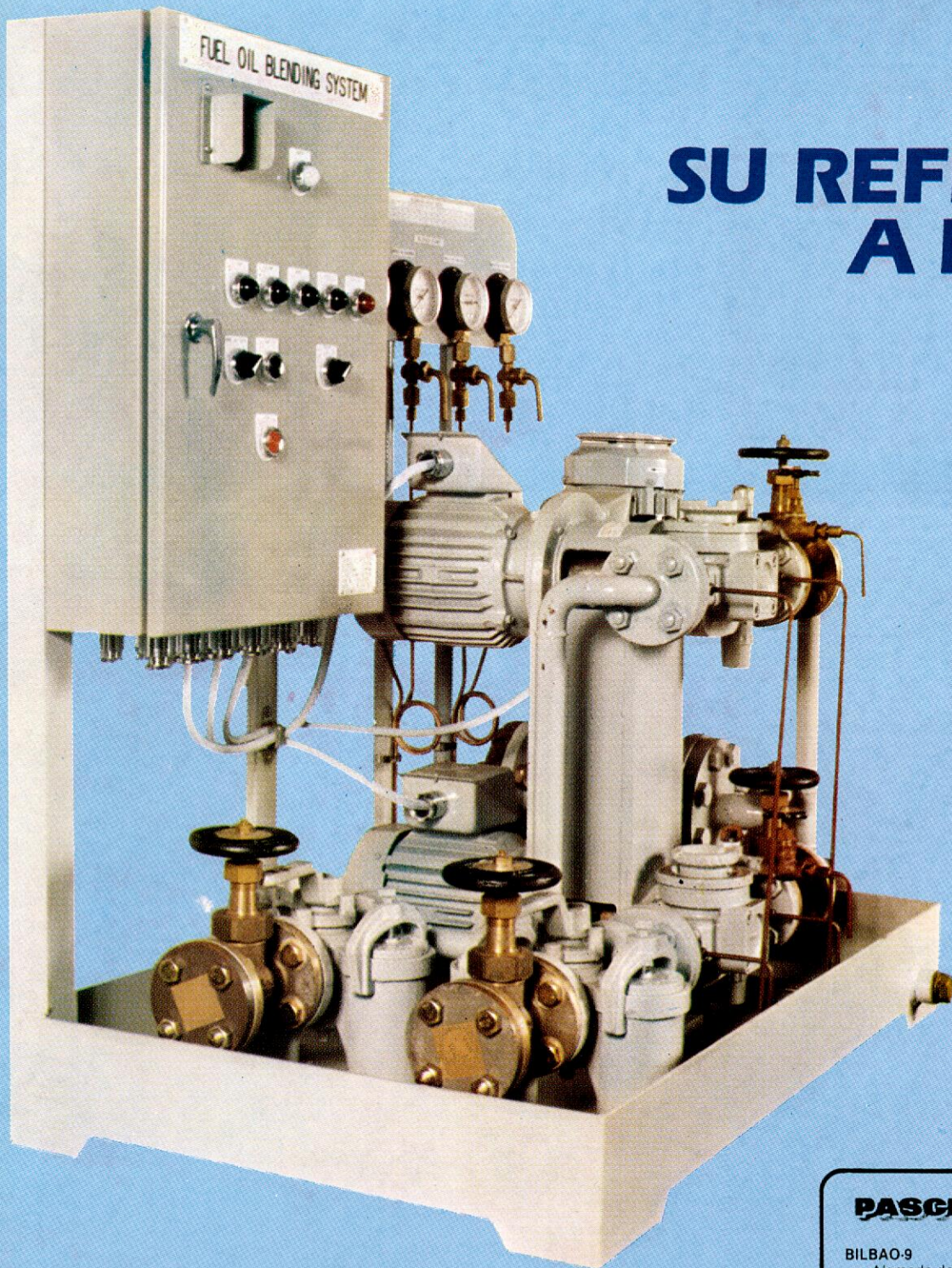


AÑO L - NUMERO 565  
JULIO 1982

# Ingeniería Naval



## SU REFINERIA A BORDO

### **DODWELL INDUSTRIAL**

- Unidades de mezclado de combustible.
- Mezcladoras de Bunker en Petroleras.

#### **PASCH Y CIA S.A.**

**BILBAO-9**  
Alameda de Recalde, 30 • Telf. (94)424 28 06  
Telex 32720 - pasch-e

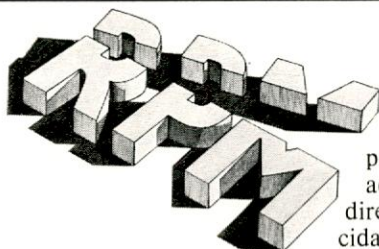
**MADRID-20**  
Capitán Haya, 9 • Telf. (91)455 37 00  
Telex 22696 - pasch-e

**BARCELONA-6**  
Tuset, 8 • 6.º • Telf. (93)217 19 63  
Telex 53063 - pasch-e



# TECNICAMENTE HABLANDO, TODO ARMADOR SABRA APRECIAR LAS SIGUIENTES REDUCCIONES

## 1. Reducción de la velocidad del eje



El RTA de carrera superlarga es un tipo de motor de cruceta, proyectado para instalaciones de accionamiento simple directo, que giran a velocidades más bajas para

lograr una propulsión eficiente. El «carrera superlarga» da al eje velocidades inferiores a 70 r.p.m.

Esto permite un accionamiento simple directo con un rendimiento óptimo de la hélice, que juntamente con un diseño adecuado de la popa, proporciona al buque la misma velocidad con menos potencia y menos combustible.

## 3. Reducción de los costes de combustible

Por tanto, la velocidad «superbaja» del eje y el consumo específico «superbajo» de combustible del RTA de carrera superlarga, representan conjuntamente una nueva generación de motores principales que reducen los costes de combustible en más de un 10%.

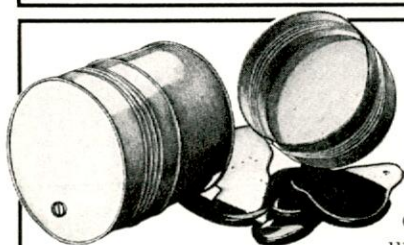
Esto ayudará al armador a restaurar el balance económico de su negocio, si observa en qué proporción han aumentado los costes de combustible en el servicio total del buque, que tan enorme importancia han llegado a adquirir en los últimos años.

El uso eficiente de la energía del combustible en el transporte marítimo requiere un motor que sea el mayor exponente de ahorro de combustible en el mercado.

Este motor es el RTA de carrera superlarga.

# EL RTA SUPERLONGSTROKE

## 2. Reducción del consumo de combustible



El RTA de carrera superlarga origina el consumo específico de combustible más bajo del mundo naval: con un rendimiento térmico

mayor del 50%, el motor llega a los 123 g/CVh al 100% de carga o aun a 122 g/CVh al 85 ó 90% de carga. Esto es el resultado de la carrera superlarga con un alto rendimiento de barrido y la utilización de la acreditada tecnología Sulzer en las altas presiones de combustión.

## 4. Reducción de la longitud del motor

Pero el aumento de carrera ¿significa un motor más grande? La respuesta es NO. El diseño compacto del RTA de carrera superlarga lo hace más corto que otros motores de potencia comparable.

El armador puede ganar hasta dos metros de espacio para carga adicional. El motor RTA, más corto, por tanto, proporciona al armador un beneficio neto en capacidad de carga o un ahorro correspondiente en inversión de capital.

### Corte ahora el boleto

Estimado Sulzer, desearía conocer algo más sobre sus argumentos de reducción del RTA de carrera superlarga.

Mi nombre \_\_\_\_\_

Nombre y dirección de mi empresa \_\_\_\_\_

Mi posición en la empresa \_\_\_\_\_

Sulzer Frères Société Anonyme, CH-8401 Winterthur, Suiza  
Telex 896 165

# SULZER®

Sulzer España, S.A.  
Apartado 14291  
Madrid 14



# GUASCOR

LOS GRUPOS ELECTROGENOS SELECCIONADOS  
PARA LOS MUNDIALES DE 1982

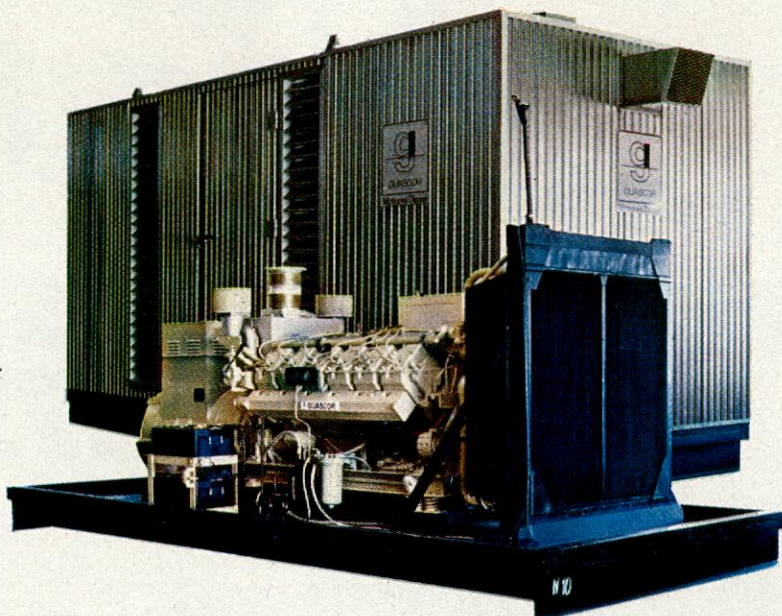


GUASCOR, 1.º fabricante nacional de motores diesel en la gama de 184 a 668 KW.

GUASCOR es garantía de seguridad, robustez, bajo consumo y alta fiabilidad.

Por eso, los grupos electrógenos insonorizados GUASCOR, de 450 y 350 KVA han sido seleccionados para hacer brillar con luz propia y con todo esplendor los estadios del MUNDIAL DE FUTBOL ESPAÑA '82.

GUASCOR es todo un símbolo de garantía.



Motores Diesel

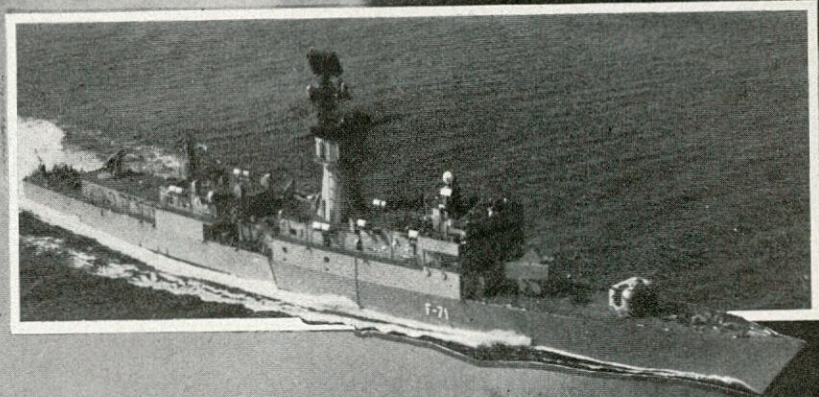
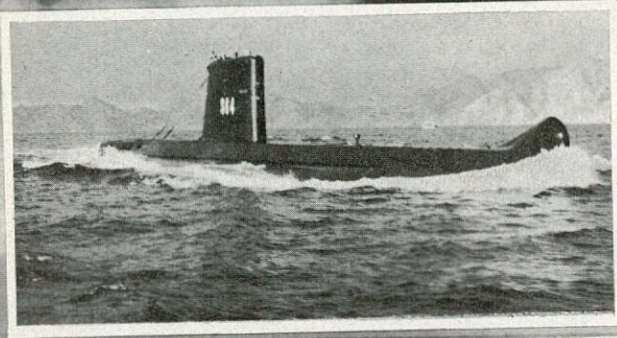
Gutiérrez Ascunce Corporación, S.A.

Edificio GUASCOR

P.O.Box 30 / Zumaya / Guipúzcoa / Spain

Tel. (943)\* 861940

Telex 36310-GUAZU-E



# Bazan

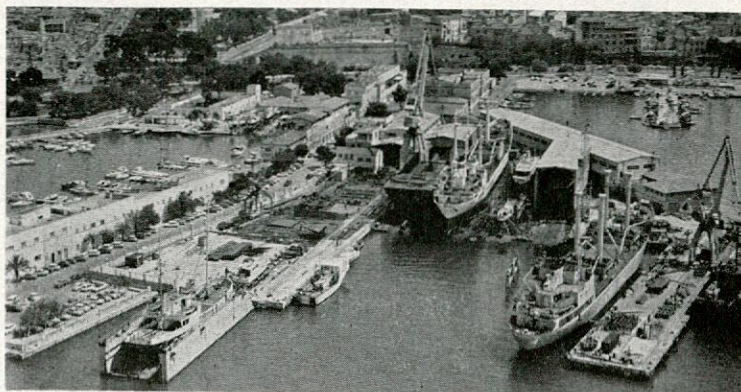
***Constructores navales  
desde 1.730***

# Astilleros de Mallorca, S. A.

PROYECTO, CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

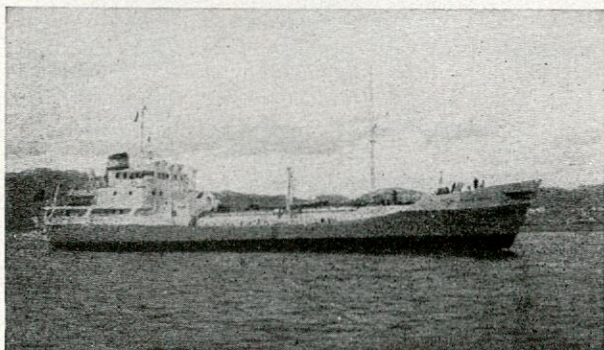
ESPECIALISTAS EN BUQUES  
FRIGORIFICOS-CONGELADORES,  
BUTANEROS, PESQUEROS, RO-RO,  
YATES Y CARGUEROS DE TODOS TIPOS

Material flotante para puertos

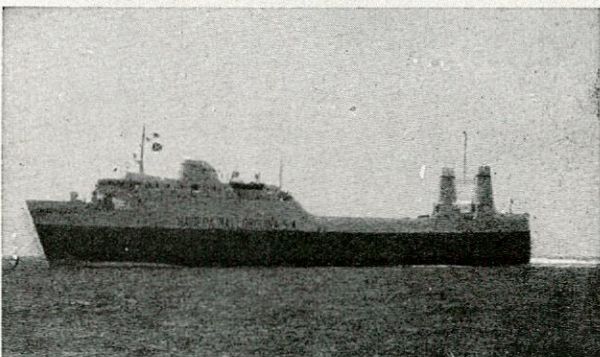


Panorámica del Astillero

## REPARACIONES



«RAMON BIOSCA». Buque butanero.



«CALA D'OR». Roll-on/Roll-off.

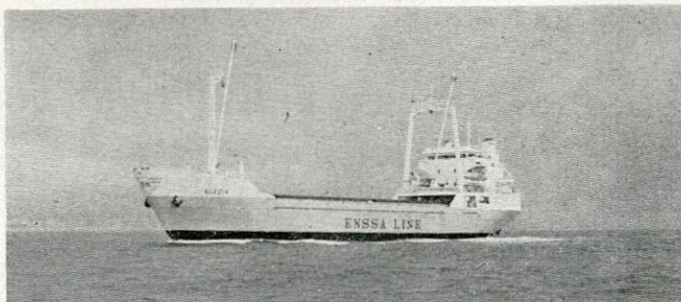
## CONSTRUCCIONES METALICAS, TALLERES DE MAQUINARIA Y CARPINTERIA

1.200 m<sup>2</sup> de zona de prefabricación. Servida  
por grúa pórtico de 25 tons.

Muelle de Armamento con 200 m. de atraque  
y grúa pórtico de 20 tons.



Yate a motor de 40 m.



Portacontainers 2.400 TPM

## CUATRO GRADAS VARADERO:

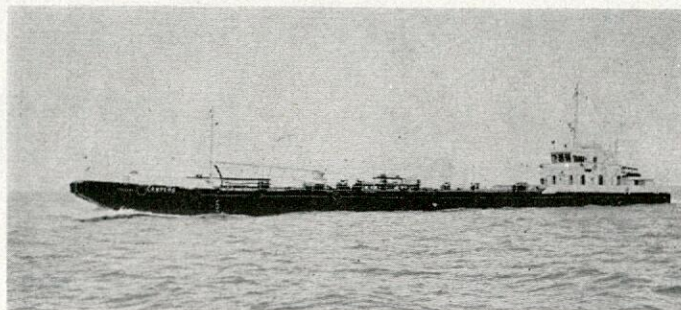
I y II hasta 87 m. eslora y 1.700 tons. de peso.  
III hasta 74 m. eslora y 800 tons. de peso.  
IV hasta 60 m. eslora y 400 tons. de peso.  
Dique flotante de 450 tn.

## PALMA DE MALLORCA

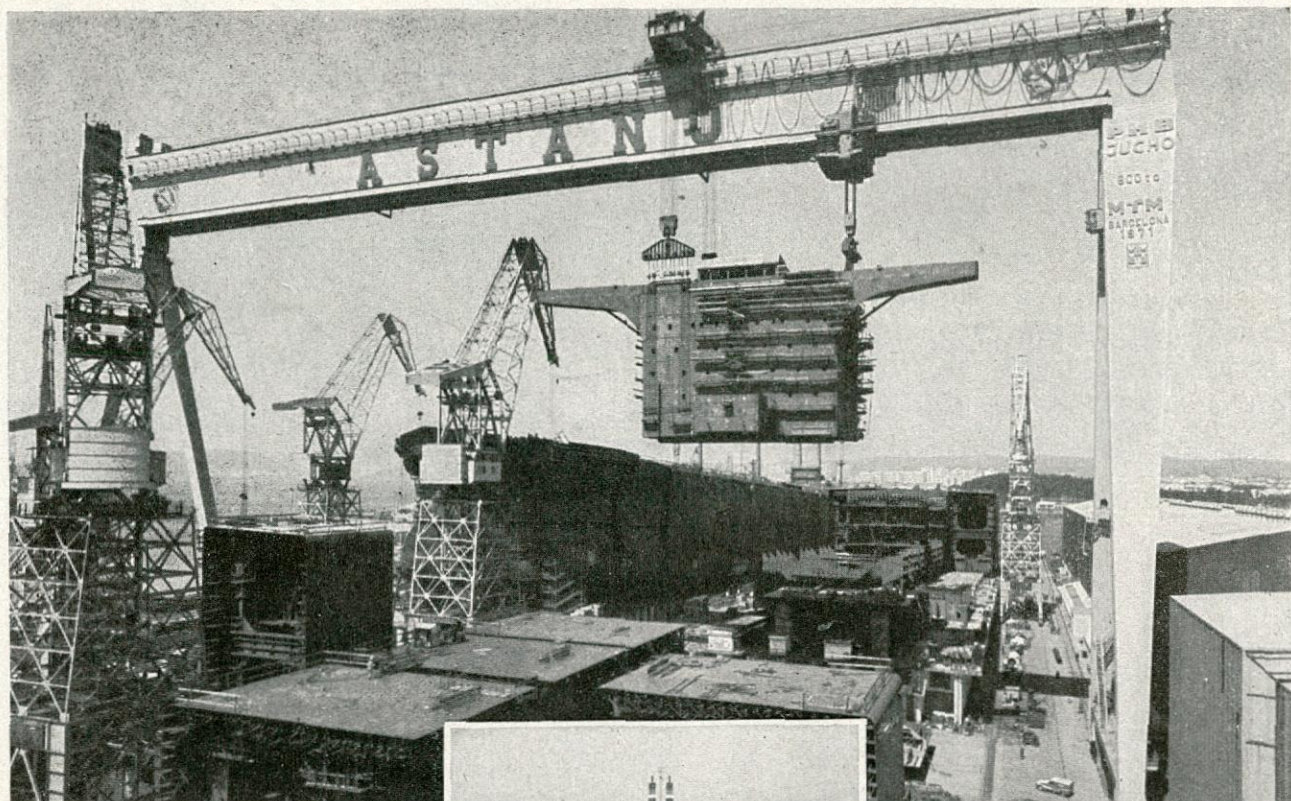
Contramueller-Mollet, 9

Teléfono: 21 06 45 - Telegramas ASMASA

Télex: 68579



Barcaza Petrolera



**ASTANO** está integrada por tres grandes Divisiones, cada una de las cuales cuenta con sus propios Departamentos Técnicos y de Producción, constituyendo tres organizaciones autónomas dentro de la unidad empresarial.

### DIVISION REPARACIONES NAVALES

Cuenta con dos Diques secos y amplias y bien dotadas instalaciones, pudiendo realizar toda clase de reparaciones, transformaciones y alargamientos en buques de hasta 80.000 TPM. (especialmente obras de gran envergadura).

### DIVISION CONSTRUCCION DE BUQUES

La experiencia, técnica, capacidad y medios de producción con que cuenta **ASTANO**, le permiten proyectar y construir cualquier tipo de buque que en cada momento requiera la demanda, a precios de rigurosa competencia internacional.

### DIVISION INDUSTRIAL

Desarrolla una variada gama de actividades: fabricación y procesamiento de tubería, calderería, estructuras y módulos industriales, fundición, grupos electrógenos, etc. En el campo de la Industria Offshore, plataformas y sistemas para la explotación de hidrocarburos.

# ASTANO

**ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S.A.**



EL FERROL  
TELEFONO: 34 07 00  
TELEX: 85-507-E



GENERAL PERON, 29 - MADRID-20  
TELEFONO: 455 49 00  
TELEX: 27-608-E



ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE  
INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

FUNDADOR:

† Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE ASESOR:

Fernando Casas Blanco, Ingeniero Naval.

Francisco García Revuelta, Ingeniero Naval.

Gerardo Polo Sánchez, Ingeniero Naval.

Ricardo Rodríguez Muro, Ingeniero Naval.

#### DIRECCION Y ADMINISTRACION

Domicilio: Avda. del Arco de la Victoria, s/n.  
(Edificio Escuela T. S. de Ingenie-  
ros Navales). Ciudad Universitaria.  
Madrid-3.

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. } 244 06 70  
          } 244 08 07 (\*)

#### SUSCRIPCION ANUAL

España y Portugal .....	2.000 pesetas
Países hispanoamericanos ....	2.800 »
Demás países .....	3.000 »
Precio del ejemplar .....	200 »

#### NOTAS

No se devuelven los originales. Los autores son direc-  
tamente responsables de sus trabajos. Se permite la  
reproducción de nuestros artículos indicando su pro-  
cedencia.

#### PUBLICACION MENSUAL

ISSN 0020 - 1073

Depósito legal: M. 51 - 1958

Gráficas San Martín. Norte. 12. Madrid-8

## INDICE DE MATERIAS

### Comentario de Actualidad

III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval ... .. 226

### Artículos Técnicos

Sobre el diseño de estructuras marítimas, por A. Sánchez-  
Arcilla ... .. 229

Escantillado de planchas teniendo en cuenta las no-linealida-  
des geométricas y materiales por métodos numéricos, por  
Manuel Moreu Munaiz ... .. 237

Optimización del proyecto hidrodinámico de un gasero rápido  
de 81.000 m<sup>3</sup>, por Marta Cecilia Tapia Reyes y María Jesús  
Bobo de la Peña ... .. 254

### Noticias

#### ASTILLEROS

Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de mayo  
de 1982 ... .. 261

#### REUNIONES Y CONFERENCIAS

XXXI Asamblea de ANAVE ... .. 262

#### VARIOS

Necrologías ... .. 264

### Portada

Unidades de mezclado de combustible DODWELL INDUSTRIAL.

Págs.

### III CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA NAVAL

El día 31 de mayo se celebró en el Instituto de Cooperación Iberoamericana la inauguración de este Congreso, que ha sido organizado por la Asociación de Ingenieros Navales de España (AINE) con la colaboración del Instituto Panamericano de Ingeniería Naval (IPIN) y de la Ordem dos Engenheiros de Portugal. Tras unos breves discursos en los que se destacó la hermandad que existe entre los países de habla hispana, con un recuerdo a la Argentina, que estaba en guerra en aquellos momentos con la Gran Bretaña, se pasó a los salones del antiguo Instituto de Cultura Hispánica, donde se sirvió un abundante cocktail, pudiendo así tomar un primer contacto personal los participantes en el Congreso.

Fue presidido el acto por Don Luis López Schümmer, Vicepresidente del Instituto, por no poderlo hacer el Presidente a causa de una reciente desgracia familiar. Estuvieron además presentes en la mesa el Almirante Don Rogerio S.D.G. D'Oliveira, de la Armada Portuguesa, en representación de la Ordem; D. L.J. Richoux, en representación del IPIN; Don Antonio Prego, Inspector General de la Marina Mercante Española; Don Aurelio González Climent, Presidente del Instituto de Estudios de la Marina Mercante Iberoamericana; Don Augusto López Zuriaga, Presidente del Instituto de la Ingeniería de España, y Don José B. Parga, Presidente de la AINE.

Las sesiones de trabajo se iniciaron al día siguiente, martes 1.º de junio, bajo la presidencia de Don José B. Parga, con la conferencia «La Marina Mercante Iberoamericana y los pabellones de complacencia después de la última Riomar», de Don Aurelio González Climent. A continuación se presentaron los siguientes trabajos:

- «Variaciones sobre un tema de optimización en la explotación del buque», por Don Rosendo Chorro Oncina.
- «El marketing de aplicación en la gestión de ventas del astillero», por Don Alfonso González Ferrari.
- «La racionalización de las tripulaciones. Un reto para la explotación y construcción de buques», por Don José L. López Polo.

Poco después del mediodía se interrumpió la presentación y discusión de los trabajos para asistir a la recepción que ofrecía el Excelentísimo Ayuntamiento de Madrid, en la Casa de la Villa. Por la tarde se reanudaron las sesiones de trabajo. En esta ocasión y bajo la presidencia de Don José M.ª de los Ríos, Director de la Escuela de Ingenieros Navales de Madrid, los trabajos presentados fueron los siguientes:

- «Aplicación de la ferrografía al mantenimiento de máquinas y equipos de los buques», por Don Rosendo Chorro Oncina y Don Agustín Avilés Uruñuela.
- «Proyecto hidrodinámico de buques atuneros», por Don Pascual O'Dogherty Sánchez, Don Manuel Carlier de Lavalle y Don Manuel O'Dogherty Caramé.

Terminada la lectura de estos trabajos, buena parte de los asistentes acudieron a la sede social del Real Automóvil Club de España, donde se sirvió un cocktail ofrecido por las Asociaciones de Constructores Navales (Construnaves) y de Equipos Marinos (Indunares).

El miércoles día 2 y a las 9 y media, se volvieron a reanudar las sesiones técnicas, bajo la presidencia de Don Luis Mazarredo, Director de la Asociación de Investigación Naval Española (ASINAVE). En esta sesión se leyeron los trabajos:

- «Control de nivel de esfuerzos en la estructura de los buques varados en gradas y diques», por Don Francisco Fernández González.
- «Aportación práctica a la solución de botaduras de popa asimétricas», por Don Francisco Fernández González y Don José M.ª Valero de Lerma.

No habiéndose presentado los otros dos trabajos previstos para esta sesión quedó holgado tiempo para visitar el Canal de Experimentación de la Escuela de Ingenieros Navales, donde se estaban celebrando estas sesiones, y posteriormente, la «Exponaval», que organizada por los alumnos de dicha Escuela se había instalado dentro de su recinto. Llegadas las señoras a la sede del Congreso visitaron asimismo la Exposición, pasando a continuación a tomar una copa de Vino Español, servida en la biblioteca de la Escuela.

Se reanudaron, por la tarde, las sesiones de trabajo, bajo la presidencia esta vez de Don Enrique Kaibel, Decano del Colegio Oficial de Ingenieros Navales. En esta sesión se leyeron los siguientes trabajos:

- Análise estatística de momentos flectores e esforços transversos em águas paradas em petroleiros, mineraleiros e graneleiros», por Don C. Guedes Soares y Don T. Morn.
- «Un algoritmo programable para la optimización de las funciones lógicas de decisión y diseño», por Don Juan M.ª Fajardo Utrilla.
- «Generador de cola basado en una máquina asíncrona y un ondulator estático», por Don Luis García-Tabarés, Don Roberto Faure Benito, Don Jaime Tamarit Rodríguez y Don Amable López Piñeiro.

El cocktail de aquella tarde fue ofrecido por Astilleros Españoles, S. A. (AESAs), y Astilleros del Noroeste, S. A. (ASTANO), en el Hotel Monte Real.

El jueves día 3 y bajo la presidencia de Don Aurelio González Climent, se leyeron los siguientes trabajos:

- «Protecção contra incendios em espaços de máquinas desguarnecidas (U.M.S.)», por Don Manuel Bouza Serrano y Don Antonio G. Lacerda Nobre.
- «Garantía de calidad e inferencia», por Don Amalio Saiz de Bustamante.
- «El manual de carga como medio de garantizar la seguridad en la resistencia de la estructura del buque», por Don Santiago Martín Criado.
- «La seguridad en los buques pesqueros», por Don Luis Pérez de Rojas.

Al mediodía se interrumpió este quehacer para trasladarse al edificio central del Instituto Nacional de Industria y visitar la Exposición permanente que allí se ha montado. También en esta ocasión se sirvió una Copa de Vino Español.





Presidencia de la sesión inaugural. De izquierda a derecha, Sres. López Zuriaga, Oliveira, Parga, López Schümmer, Prego, Richoux y G. Climent.

Por la tarde y bajo la presidencia del Almirante Don Rogelio S.D.G. D'Oliveira, se leyeron los siguientes trabajos:

«Algunas consideraciones sobre el proyecto de fragatas», por Don José Ramón López Díaz-Delgado y Don Rafael Bellido Hervias.

«Sobre la construcción y utilización de las unidades ligeras portamísiles», por Don Antonio Villanueva Núñez.

Aquella tarde, las señoras, que en días anteriores habían visitado ya Madrid, estuvieron en un desfile de modelos y en la presentación de algunos artículos de cosmética. A última hora se reunieron con los participantes en las sesiones de trabajo en el cocktail que ofrecía la Empresa Nacional Bazán, en el Hotel Meliá Castilla.

Las sesiones técnicas del día siguiente, viernes 4, se celebraron en los locales del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, bajo la presidencia del General Don Felipe Aniel Quiroga, Presidente del Patronato de dicho Canal de Experiencias. El primer trabajo fue el de Don Luis Mazarredo, «Estabilización de balances mediante tanques pasivos», que programado para el día anterior no había podido ser leído por falta de tiempo. A continuación se presentaron los siguientes:

«Consideraciones sobre la maniobrabilidad del buque durante la fase de anteproyecto del mismo», por Don Antonio Baquero Mayor.

«Tratamiento integrado de ensayos con modelos de buques», por Don Miguel Moreno Moreno y Don Manuel Carlier de Lavalé

«Optimización del proyecto hidrodinámico de un gasero rápido de 81.000 m<sup>2</sup>», por Doña Marta Ce-

ilia Tapia Reyes y Doña María Jesús Bobo de la Peña.

Terminada la presentación y discusión de estos trabajos se celebró una corta Sesión de Clausura en la que se reafirmaron los deseos de los asistentes y de las entidades que representan, de continuar con estos congresos iberoamericanos de Ingeniería Naval. A estos efectos se prevé que el próximo se celebre en Buenos Aires dentro de dos años. En cualquier caso podíamos clasificar esta Sesión de Clausura de «espartana», con pocas palabras que pudieran ser consideradas como material de relleno, a pesar de que la Presidencia durante esta sesión estuvo ocupada por personalidades tales como el Almirante Don Rogelio S.D.G. D'Oliveira, el General Aniel Quiroga, Don L. J. Richoux, Don José B. Parga y Don José Antonio Aláez, Subdirector del Canal de Experiencias, en representación de su Director, que se encontraba ausente.

Terminada esta Sesión de Clausura se sirvió en un local anexo al Salón de Actos donde se acababa de celebrar, una Copa de Vino Español, ofrecida por el propio Canal de Experiencias Hidrodinámicas.

Con ello terminaron las sesiones del Congreso. No obstante, se celebró aquella misma noche una cena de clausura ofrecida por la Asociación de Ingenieros Navales de España en el Casino de Madrid. En ese ambiente, que podríamos calificar de «camp», en un salón con pinturas de Romero de Torres y de Benedito, se celebró una populosa cena, después de un concierto de guitarra muy particular y culto, en el que el actuante cambiaba de mano izquierda a mano derecha con la yema de los dedos, según el tema y el estilo que deseaba interpretar, dando una lección sobre la forma de tocar la guitarra, y, además, de la actuación de Sofía Noel, que dio un sorprendente y agradable concierto de canciones sefardíes y de Hispanoamérica. Con este entorno aprendimos y disfrutamos los asistentes muchas cosas que ignorábamos sobre la



Presidencia de la cena de clausura.

música tradicional española del siglo XVI y algo más sobre los cantos hispano-indios de América Central y del Sur.

Finalmente y después de cenar se pronunciaron los discursos que hacían al caso, en los que el Presidente de la Asociación de Ingenieros Navales de España corroboró el deseo de los ingenieros a los que representa, de colaborar estrechamente con sus hermanos de Portugal y del otro lado del Atlántico, expresando con palabras encendidas la hermandad que existe en la raza y cultura entre los pueblos hispanos. El Almirante D'Oliveira contestó en tono afín, recordando la iniciación que habían tenido estos congresos, cuyo origen puede remontarse a las sesiones técnicas celebradas en Lisboa en 1971, cuyas bases fueron establecidas por él y los Sres. Garriga y Mazarredo en el Aeropuerto de Madrid. Ambos oradores fueron objeto de fuertes ovaciones en un ambiente caldeado por la confraternización durante la cena al ritmo de la actuación menos formal, pero tan efectiva por lo menos como los conciertos antes indicados, de la Tuna Universitaria de la Escuela de Ingenieros Navales, que momentos antes de los discursos había actuado ante los asistentes.

Como colofón y como es costumbre en los congresos internacionales, se hizo al día siguiente una excursión. En este caso, a Toledo. Un gran número de asistentes fue a visitar los monumentos de la Ciudad Imperial.

En su conjunto puede decirse que el Congreso ha sido un éxito, no tanto por la asistencia de ingenieros ibero-americanos, que realmente y por la razón lógica del coste que supone el pasaje, amén de las circunstancias por las que atravesaba la Argentina, fueron relativamente escasos, sino por la calidad de los trabajos presentados y sobre todo por el espíritu de hermandad que se hizo patente durante todo él.

Las discusiones de los trabajos se hicieron de una forma muy libre y espontánea. Es posible que no todas las discusiones se publiquen en «Ingeniería Naval» por esta razón, que por lo demás traduce de forma clara el espíritu que reinó durante las sesiones y el Congreso en general.

Esperamos que en el futuro pueda repetirse y que esta vez lo sea al otro lado del Atlántico.

## FE DE ERRATAS

En la página 130 del artículo «Sobre los cálculos de grano con los extremos de bodegas sin rellenar», publicado en el número de nuestra revista correspondiente al mes de abril de este año, se ha omitido, a continuación de la 11.ª línea, lo siguiente:

— Dimensiones transversales de la bodega en esa zona.

# SOBRE EL DISEÑO DE ESTRUCTURAS MARITIMAS

Por A. Sánchez - Arcilla (\*)

Dr. Ing.

## SINOPSIS

El núcleo fundamental de este artículo corresponde a las clases de introducción sobre «Diseño de Estructuras Marítimas» impartidas en la Escuela de Caminos de la Universidad Politécnica de Barcelona.

En primer lugar, se revisan algunos conceptos fundamentales (diseño y análisis probabilístico de una estructura, diferentes definiciones del concepto probabilidad, etc.) que no se encuentran, habitualmente, definidos con precisión. A continuación se clasifican los diversos métodos que calculan la fiabilidad de una estructura, distinguiendo entre la fiabilidad global de la estructura y la de cada uno de sus elementos. Posteriormente se tratan los tres enfoques que existen para determinar el nivel de riesgo para el que debe ser diseñada una estructura. Finalmente se revisan tres de las normas más utilizadas para el diseño de estructuras offshore, particularmente la especificación de estados límite y combinaciones de carga.

## 1. INTRODUCCION

Hasta hace unos pocos años las estructuras marítimas se diseñaban con criterios deterministas, basados, siempre que era posible, en extrapolaciones de las normas de diseño utilizadas para las estructuras de tierra firme. Esta mentalidad determinista se empleaba también para el diseño de estructuras sin un claro equivalente terrestre, como puede ser, por ejemplo, el caso de los diques rompeolas.

Al aumentar el conocimiento del medio marino se comenzó a introducir su variabilidad en el diseño. Sin embargo, al no existir una filosofía probabilística del diseño sólo era posible considerar aspectos parciales de esta variabilidad o incertidumbre. Además, los criterios variaban de un proyectista a otro y era habitual encontrar errores y contradicciones en la utilización de las herramientas estadísticas.

En la actualidad existe ya una filosofía probabilística del diseño. No es posible aplicarla sin simplificaciones, pues ni la variabilidad del medio marino ni la interacción de éste con la estructura son completamente conocidos. Sin embargo, esta filosofía permite con los medios y conocimientos actualmente disponibles mejorar la calidad del diseño: eliminando incorrecciones al evaluar la probabilidad de fallo de la estructura, utilizando correctamente las distribuciones extremales de variables, como la altura de ola, etc.

El objetivo de este artículo es revisar la filosofía probabilística del diseño de estructuras marítimas y las simplificaciones actualmente utilizadas en su aplicación. El énfasis de la presentación estará en los conceptos utilizados para el diseño probabilístico. Las aplicaciones

concretas de los diversos métodos sólo serán tratados marginalmente.

El esquema que se seguirá es:

1. Introducción.
2. El diseño probabilístico.
  - 2.1. Conceptos generales.
  - 2.2. Métodos para evaluar la fiabilidad de una estructura marítima.
  - 2.3. Fiabilidad global de una estructura.
  - 2.4. Selección de  $P_f$  en el diseño.
  - 2.5. Los tres posibles niveles de aproximación al problema: Métodos de nivel 1, 2 y 3.
3. Aplicación de los métodos de nivel 1 a las estructuras offshore (Normas de diseño).
4. Conclusiones.

## 2. EL DISEÑO PROBABILISTICO

### 2.1. Conceptos generales

El diseño de estructuras en la mar no puede basarse en una generalización de la normativa empleada para las estructuras terrestres. El motivo es que las solicitaciones producidas por el medio marino sobre una estructura poseen una severidad y grado de incertidumbre muy superiores al caso terrestre. En primer lugar, por tanto, es necesario pasar del análisis y diseño determinista de una estructura a sus conceptos equivalentes en el campo probabilístico.

El análisis determinista de una estructura supone construir un modelo que prediga el comportamiento de la estructura sometida a solicitaciones deterministas del medio externo. El análisis probabilístico supone construir un modelo que prediga la probabilidad de que la estructura se comporte de una determinada manera, cuando está sometida a solicitaciones aleatorias del medio externo (fig. 1). El diseño de una estructura es un problema de toma de decisión unido al análisis estructural antes mencionado. El diseño determinista requiere un

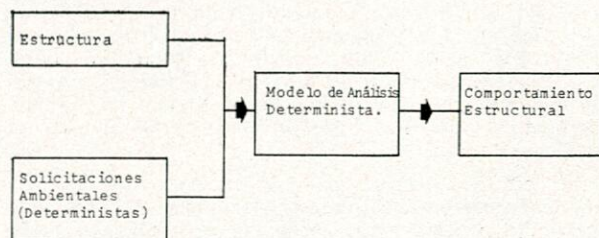


Fig. 1 a).—Esquemización del análisis determinista de una estructura marítima.

(\*) Departamento de Puertos. Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos. Universidad Politécnica de Barcelona.

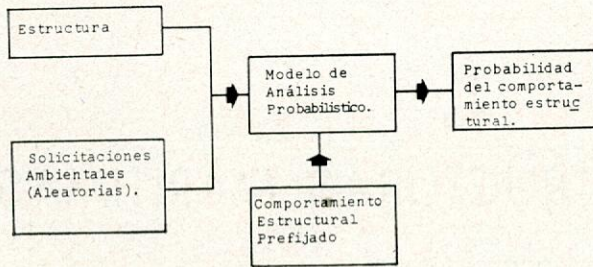


Fig. 1 b).—Esquematzación del análisis probabilístico de una estructura marítima.

modelo o metodología que, fijados determinísticamente las solicitaciones y el comportamiento de la estructura (con algún criterio de optimización), determine cómo ha de ser la estructura. El diseño probabilístico requiere una metodología que, caracterizadas probabilísticamente las solicitaciones y para un comportamiento de la estructura dado, asigne probabilidades a ese comportamiento y determine cómo debe ser en esas condiciones la estructura de modo que sea óptima respecto a algún criterio bien definido (fig. 2).

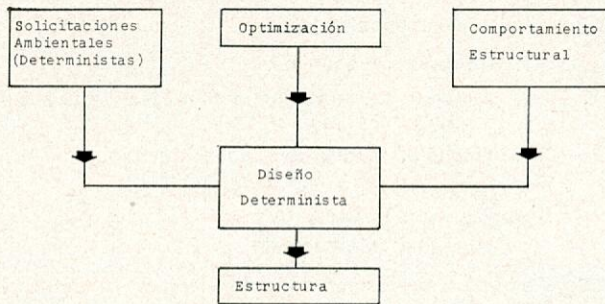


Fig. 2 a).—Esquematzación del diseño determinista de una estructura marítima.

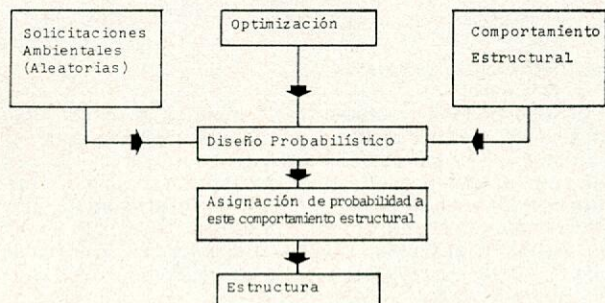


Fig. 2 b).—Esquematzación del diseño probabilístico de una estructura marítima.

El último paso del proceso es naturalmente el juicio del ingeniero, que decide si los resultados obtenidos del análisis y diseño estructural son lo suficientemente realistas como para ser llevados a la práctica.

Volviendo al concepto de diseño probabilístico, es necesario definir con más precisión qué significa «asignar probabilidades a un comportamiento de la estructura». Para ello se introduce el concepto de fiabilidad estructural, que es la probabilidad de que la estructura no alcance cada estado límite especificado durante un período de referencia prefijado. Los estados límite son puntos frontera que separan los casos en que se cumplen los objetivos del diseño de aquellos en los que no se cumplen.

De este modo se asigna una medida probabilística a un comportamiento estructural delimitado por los estados límite especificados. Dicho de otro modo, la fiabilidad de una estructura, en un sentido general, es su capacidad para cumplir los objetivos del diseño durante un período de tiempo prefijado.

El período de referencia mencionado puede coincidir con la vida prevista en el diseño de la estructura o con un período de tiempo más corto (un ejemplo típico podría ser la fase de remolque de una estructura offshore). Es importante distinguir este período de referencia del período de recurrencia de una variable extremal, que será tratado más adelante.

Resumiendo, el resultado buscado con un modelo probabilístico de diseño es obtener la estructura que posee una determinada fiabilidad, definidas las solicitaciones externas y los estados límite apropiados.

Si definimos el suceso «fallo estructural» como aquel en que la estructura alcanza alguno de los estados límite especificados (en el período de referencia) la probabilidad asociada a este suceso  $P_f$  será:

$$P_f = 1 - R \tag{1}$$

en donde:

$P_f$ : suele denominarse probabilidad de fallo.

$R$ : es la fiabilidad estructural.

El concepto «probabilidad» no suele ser tratado al hablar del diseño probabilístico. Sin embargo, el tener presentes las diferentes definiciones de este concepto puede clarificar el desarrollo del planteamiento. La primera definición es la interpretación frecuencial de la probabilidad. Como ilustración, considerase una estructura con probabilidad de fallo,  $P_f = 0,10$ . Frecuencialmente interpretado esto quiere decir que, si existiera un gran número de estructuras idénticas ya construidas, el número medio de estructuras que «fallarían» sería 10 de cada 100.

La segunda definición es la interpretación subjetiva de la probabilidad. En este caso la  $P_f$  asignada a una estructura en particular varía con el tiempo (por efecto de la corrosión, por ejemplo) y con el conocimiento que el ingeniero posee del problema. Consecuentemente,  $P_f$  no depende únicamente de la estructura, sino también del observador (el ingeniero, en este caso).

La tercera definición corresponde a la probabilidad condicional. Es la probabilidad asignada a un suceso («fallo estructural», por ejemplo) condicionada o atra serie de sucesos o hipótesis. Supóngase, como ilustración, que se ha evaluado  $P_f$  para un cilindro sometido a la acción del oleaje, mediante la ecuación de Morison. El valor de  $P_f$  obtenido es una probabilidad de fallo condicionada a la validez de la ecuación de Morison. En otras palabras, es la probabilidad de fallo en el supuesto de que la aplicación de la ecuación de Morison sea válida.

## 2.2. Métodos para evaluar la fiabilidad de una estructura marítima

Evaluar la fiabilidad de una estructura sometida a unas solicitaciones aleatorias requiere cuantificar la incertidumbre asociada a la respuesta o comportamiento de la estructura.

Esta incertidumbre posee un triple origen. Como ilustración supóngase que estamos evaluando los esfuerzos producidos por el oleaje sobre un cilindro mediante la ecuación de Morison. Los tres tipos de incertidumbre son (fig. 3):

- Incertidumbre física: Se refiere a la variabilidad inherente al oleaje por su carácter aleatorio.
- Incertidumbre del modelo: Se refiere a la incertidumbre introducida al usar la ecuación de Morison. Mide la adecuación del modelo empleado al fenómeno físico real.
- Incertidumbre estadística: Se refiere a la incertidumbre introducida al no poseer un conocimiento «exacto» de la distribución probabilística del oleaje.

La generalización de estos conceptos a otro tipo de problema es obvia. El estudio detallado de los diversos

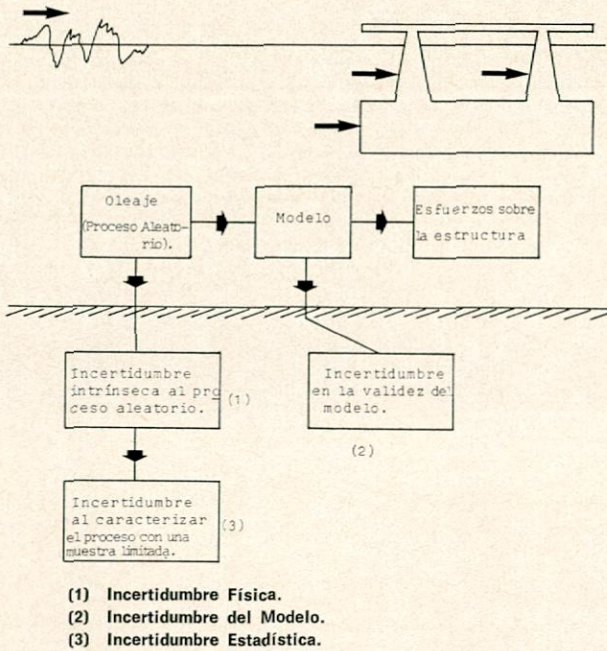


Fig. 3.—Esquematzación del triple origen de la incertidumbre en la evaluación de la fiabilidad de una estructura.

tipos de incertidumbre suele ser realizado por un conjunto de especialistas y no será tratado aquí.

Los modelos o metodologías para evaluar  $P_f$  son clasificados: i) Según realicen un análisis estático o dinámico de la estructura. ii) Según el tratamiento probabilístico que den a la incertidumbre.

- i) Los métodos basados en un análisis estático de la estructura sólo consideran respuestas de tipo instantáneo, sin efectos «memoria» en el tiempo.

El sistema estructural, como cualquier sistema, una vez definidas las variables de entrada, caracteriza su comportamiento mediante una serie de variables de salida. En un análisis estático, las variables de salida poseen un carácter instantáneo. Si su dependencia con las variables de entrada es continua, es posible plantear el problema en términos de las variables de entrada exclusivamente (Ditlevsen, 1977). Las variables en términos de las que se plantea el problema se denominan, en general, variables básicas.

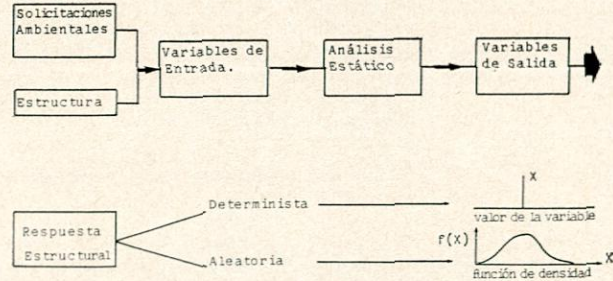
Esta simplificación no es posible con los métodos basados en un análisis dinámico de la estructura. Estos modelos consideran respuestas de tipo no-instantáneo, con efectos «memoria» en el tiempo.

La respuesta es, por tanto, un proceso aleatorio, lo que complica notablemente el problema. Consecuentemente, es imposible realizar un planteamiento en términos de las variables de entrada exclusivamente (fig. 4).

- ii) Según el tratamiento que dan a la incertidumbre, los métodos para obtener la fiabilidad de una estructura pueden ser clasificados en tres niveles:

- Nivel 3: El cálculo de  $P_f$  se basa en un análisis probabilístico «exacto» del sistema estructural. Se utiliza la función de distribución probabilística de cada variable involucrada en el planteamiento.
- Nivel 2: Se obtiene una aproximación al valor de  $P_f$  (algunas veces denominada índice de fiabilidad) mediante procedimientos iterativos aproximados. No se maneja una información probabilística exacta, como puede ser una función de distribución, sino solamente momentos de esa función. (Usualmente los momentos de orden 1 y 2, media y varianza, respectivamente.)

a) ANALISIS ESTATICO (Respuesta estructural:  $x$ ).



b) ANALISIS DINAMICO (Respuesta estructural:  $X(t)$ ).

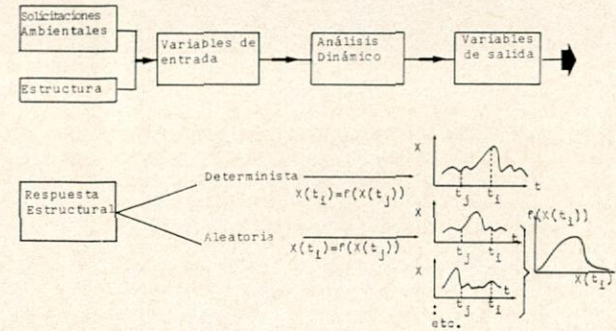


Fig. 4.—Métodos estáticos y dinámicos para el análisis de una estructura.

- Nivel 1: Los métodos de este nivel no calculan la fiabilidad de la estructura. Son, simplemente, métodos para el diseño o comprobación de la seguridad de una estructura. El diseño se realiza empleando coeficientes de seguridad parciales aplicados a valores característicos de solicitaciones y variables resistentes. Estos métodos sólo actúan sobre las variables de entrada. El cálculo de los coeficientes de seguridad parciales se realizan con un método perteneciente a los niveles 2 ó 3, para un valor prefijado de la fiabilidad estructural. Este valor es, por tanto, el asociado a la utilización del método de nivel 1 (i.e. a la utilización de los coeficientes de seguridad mencionados). Resumiendo, los métodos de nivel 2 son una aproximación a los métodos de nivel 3, mientras que los métodos de nivel 1 son una discretización de los métodos de nivel 2.

En la actualidad solamente los métodos de nivel 2 resultan rápidos, eficientes y con resultados suficientemente precisos. Información adicional puede encontrarse en Lind (1977). En la práctica, sin embargo, se continúan aplicando métodos de nivel 1, pese a la pobreza de los resultados obtenidos, salvo en proyectos que, por su magnitud económica, compensen realizar un diseño más preciso (una estructura offshore es un ejemplo típico). Son, asimismo, frecuentes los diseños completamente deterministas o que emplean incorrectamente la información probabilística.

2.3. Fiabilidad global de una estructura

Es importante distinguir entre la fiabilidad del sistema estructural en su conjunto y la fiabilidad de un elemento aislado de ese sistema. Tomando como ilustración una estructura offshore, en la mayor parte de los diseños se evalúa  $P_f$  para cada elemento de la estructura (vigas, columnas, etc.). Sin embargo, y dado que el diseño suele estar controlado por la condición de colapso (asociada al fallo global de la estructura) más bien que por la de servicio (asociada al fallo de un elemento aislado que interrumpe el servicio de la estructura), parece más apropiado basar el diseño en la fiabilidad global del sistema estructural que en la de cada uno de sus elementos.

Existe diversos modos de aproximarse al problema.

En primer lugar, es necesario introducir algunos de los conceptos empleados para describir la configuración

de una estructura. Posteriormente, se expondrá un modelo para evaluar la fiabilidad global.

Los sistemas estructurales, atendiendo a su configuración, son divididos en dos grandes grupos:

- Tipo serie (cuando un elemento, falla el sistema falla).
- Tipo paralelo (cuando un elemento falla, tiene lugar una redistribución de la carga).

Por otra parte, un elemento es dúctil si mantiene su capacidad resistente después de haber alcanzado su nivel límite de carga. Si no se comporta así, el elemento se denomina frágil.

De esta manera pueden construirse diversos modos de fallo para un sistema estructural dado. Es fácil comprender que los modos de fallo así obtenidos serán una idealización del comportamiento real de la estructura. Al aumentar los posibles modos de fallo, si éstos fueran estadísticamente independientes, la probabilidad de fallo crecería indefinidamente y tendería a 1.0. Es importante darse cuenta de que esto no es así debido a que los diversos modos de fallo son estadísticamente dependientes (pues comparten los mismos elementos).

El modelo de Moses (Moses, 1976) para evaluar la fiabilidad de un sistema estructural pertenece a los métodos de nivel 2. Determina los elementos que participan en un modo de fallo mediante un análisis estructural, que, partiendo del primer elemento que falla, avanza paso a paso en el tiempo. Este análisis estructural de tipo incremental avanza por un «camino» determinado en función de la resistencia media de los elementos. El resultado es que la resistencia del sistema estructural,  $R_s$ , puede expresarse como:

$$R_s = C_1 R_1 + \dots + C_m R_m \quad (2)$$

en donde:

- $R_i$ : son las resistencias de los diversos elementos que participan en el modo de fallo considerado.
- $C_i$ : son constantes obtenidas del análisis incremental de la estructura.

Dado que es un método de nivel 2, el resultado buscado es la media y varianza de  $R_s$ :

$$\bar{R}_s = \sum C_i \bar{R}_i \quad (3)$$

$$\sigma_{R_s}^2 = \sum C_i^2 \sigma_{R_i}^2 + \sum_i \sum_j C_i C_j \rho_{ij} \sigma_{R_i} \sigma_{R_j} \quad (4)$$

en donde:

$\rho_{ij}$ : es el coeficiente de correlación entre las resistencias de los elementos  $i$  y  $j$ .

Para la estructura y el modo de fallo que estamos considerando siempre será posible expresar el criterio de fallo como:

$$Z = g(E, R) = 0 \quad (5)$$

en donde:

- E: representa las variables asociadas a la sollicitación que el medio ambiente ejerce sobre la estructura.
- R: representa las variables asociadas a la resistencia del sistema estructural ( $R_s$ , por ejemplo).
- Z: representa el margen de seguridad de la estructura. Dicho de otro modo:

$$P_f = \text{Prob}(Z \leq 0) \quad (6)$$

Dado que estamos en un modelo de nivel 2, esta probabilidad debe ser evaluada a partir de la media y varianza de las variables que intervienen en el problema. Existen diversos modos de hacerlo, que serán tratados más adelante.

Sin embargo, también es posible evaluar  $P_f$  con un modelo de nivel 3. Ello supone calcular la función de distribución de  $Z$  a partir de las funciones de distribución de  $E$  y  $R$ . Esto se consigue fácilmente mediante simulación (es fácil sólo desde un punto de vista conceptual; desde un punto de vista práctico supone conocer las distribuciones de  $E$  y  $R$  y la función  $g$ . Y esto, realmente, no es tan sencillo). La técnica de simulación consiste en, a partir de una muestra de valores de  $E$  y  $R$ , seleccionada según sus funciones de distribución, obtener una muestra de valores de  $Z$  con (5).

Utilizando esta muestra se estima la función de distribución de  $Z$ .

Resumiendo, se ha obtenido la probabilidad de fallo para el sistema estructural y el modo de fallo considerado. Es necesario, ahora, combinar los resultados de  $P_f$  obtenidos para cada modo de fallo y calcular un valor único para el sistema estructural.

Si los modos de fallo fueran estadísticamente independientes, es fácil comprender que  $P_f$  sería:

$$P_f = \sum P_{fi} \quad (7)$$

i: todos los posibles modos de fallo.

Si, por el contrario, fueran totalmente dependientes, la  $P_{fi}$  de cada modo se aproximaría mucho el valor de  $P_f$  para el sistema estructural.

En general, por tanto, se cumplirá:

$$P_{fi} \leq P_f \leq \sum P_{fi} \quad (8)$$

El valor de  $P_f$ , debido a la dependencia estadística entre modos de fallo, podrá escribirse como:

$$P_f = \sum a_i P_{fi} \quad a_i \leq 1 \cdot 0 \quad (9)$$

en donde: los coeficientes  $a_i$  representan la correlación entre modos de fallo y pueden ser estimados mediante simulación (Moses, 1977).

#### 2.4. Selección de $P_f$ en el diseño

Se ha revisado la filosofía en que están basados los métodos que calculan la fiabilidad de una estructura.

Sin embargo, el diseño probabilístico, como se dijo en su definición, requiere asignar probabilidades a un comportamiento estructural dado de modo que ese comportamiento sea óptimo respecto a algún criterio bien definido. Dicho de otra forma, el diseño probabilístico requiere:

- Determinar el valor óptimo de  $P_f$  respecto a algún criterio bien definido.
- Determinar el sistema estructural que, para las sollicitaciones ambientales y estados límite especificados, posea ese valor de  $P_f$ .

El segundo paso se ejecuta con la metodología expuesta en la sección anterior y que permite evaluar  $P_f$  para un sistema estructural, sollicitaciones ambientales y estados límite dados.

El primer paso, sin embargo, no ha sido aún tratado. Su importancia es obvia, pues si no se ha determinado el valor de  $P_f$  para el que debe ser realizado el diseño, poca utilidad tendrán los métodos que calculen la fiabilidad de una estructura dada.

Existen tres posibles enfoques al problema de determinar la fiabilidad óptima de una estructura:

- i) Seleccionar un valor de  $P_f$  similar a los niveles de riesgo existentes en otras actividades. Esto es válido, ya que  $P_f$  es una medida conceptual del riesgo de fallo estructural existente. Por ello es habitual comparar  $P_f$  con los niveles de riesgo aceptados por: tripulaciones aéreas, equipos de minería, etcétera (Baker, 1979).

- ii) Seleccionar un valor de  $P_f$  similar al que se obtendría para estructuras análogas, ya construidas, y que hayan demostrado un comportamiento satisfactorio. Este procedimiento se denomina calibrado.
- iii) Seleccionar un valor de  $P_f$  que optimice el comportamiento del sistema. Este método es, con mucho, el mejor, pero también el más difícil de aplicar. En la práctica se suele utilizar un valor de  $P_f$  obtenido por calibración y modificado, si es necesario, para conseguir un nivel de riesgo similar al de otras actividades.

El calibrado, adicionalmente, tranquiliza a ingenieros y sociedades de clasificación, pues asegura que ni se han realizado cambios bruscos en la metodología del diseño, ni, consecuentemente, se asignan riesgos inadmisibles a estructuras ya construidas. Este procedimiento tiene como base los más de 8.000 años-plataforma de experiencia existentes.

La selección del nivel de fiabilidad con un criterio de optimización es el procedimiento más coherente para el diseño. Este criterio suele ser la minimización del coste global. Como contrapartida está la dificultad en la evaluación de los diversos costes, particularmente los intangibles (pérdida de reputación de la empresa, etcétera). Asimismo existe el problema de cuantificar el valor de las pérdidas en vidas humanas. Diversos autores europeos han propuesto valorar las pérdidas humanas mediante fórmulas de «aversión» en las que el riesgo se reduce en proporción al número de trabajadores involucrados (Flint, 1976). En los Estados Unidos, por el contrario, suele utilizarse un coste por vida humana, independientemente del número de trabajadores previsto.

Sin embargo, debe tenerse en cuenta que el nivel de riesgo admisible es diferente según el área offshore considerada. El motivo es que en el caso americano suele estar prevista la evacuación de la plataforma cuando se aproxima un huracán. Por el contrario, la mayor parte de las plataformas europeas deben sobrevivir (con trabajadores a bordo) para cualquier clase de tormenta que se presente durante su vida prevista. Más aún, su coste global excede con mucho el de las primeras. Los recientes accidentes ocurridos, particularmente el que tuvo lugar en aguas canadienses, muestran que las razones anteriores no son ya válidas, por lo que una revisión del nivel de riesgo puede ser necesaria.

Para obtener el nivel de fiabilidad óptimo es necesario minimizar el coste global,  $C_G$ , obtenido como:

$$C_G = C_i + [P_f C_F]_A \tag{10}$$

en donde:

- $C_i$ : coste inicial de la estructura.
- $C_F$ : coste producido si falla la estructura.
- $[P_f C_F]_A$ : coste probable del fallo, actualizado considerando las tasas de inflación e interés (interpretación frecuencial de  $P_f$ ).

El coste inicial,  $C_i$ , decrece al aumentar  $P_f$ , mientras que el coste probable del fallo,  $[P_f C_F]_A$ , aumenta. Para ilustrar el proceso de optimización supongamos que el coste inicial varía con  $I_n(P_f)$ , de modo que:

$$C_i = -C I_n(P_f) + C_o \tag{11}$$

en donde:

- $C_o$ : es una constante que representa el coste mínimo de la estructura cuando el nivel de fiabilidad es muy bajo, i.e.,  $P_f$  tiende a  $1 \cdot 0$ .
- $C$ : representa el cambio en el coste inicial cuando  $P_f$  varía en un orden de magnitud. Aumentará con la incertidumbre, i.e. con la varianza de las variables básicas (solicitud y resistencia, por ejemplo).

Por otra parte,  $C_F$  suele ser independiente de la probabilidad de fallo,  $P_f$ . Por tanto:

$$C_G = -C I_n P_f + C_o + [P_f C_F]_A \tag{12}$$

Para obtener el óptimo se deriva respecto a  $P_f$ :

$$\frac{d C_G}{d P_f} = -C \frac{1}{P_f} + [C_F]_A = 0 \tag{13}$$

consecuentemente:

$$[P_f]_{\text{optimo}} = \frac{C}{[C_F]_A} \tag{14}$$

El proceso seguido aparece esquematizado en la figura 5.

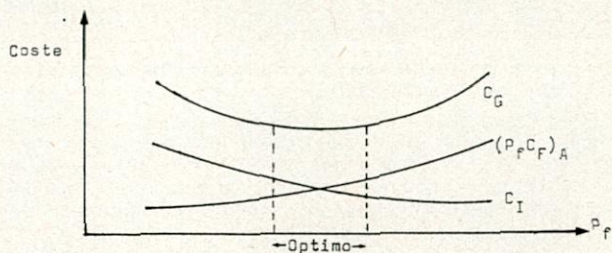


Fig. 5.—Variación del coste con la probabilidad del fallo,  $P_f$ .

Es importante observar que el objetivo de este proceso es obtener el nivel de riesgo,  $P_f$ , para el cual el coste global es mínimo. A continuación, si procede, se ajustará este nivel de riesgo de modo que sea comparable al que existe en otras actividades y/o estructuras similares.

Por ello, es necesario manejar con precaución otros procedimientos de optimización. Por ejemplo, el diseñar para la altura de ola que minimiza el coste global, evaluando separadamente a continuación el nivel de riesgo (propuesto para el caso de diques en Del Moral [1979]) es una metodología de dudosa validez, pues no considera la dependencia funcional del coste  $C_G$  con  $P_f$ .

**2.5. Los tres posibles niveles de aproximación al problema**

De acuerdo con lo expuesto anteriormente es fácil comprender que no existe en la actualidad ningún método de nivel 3 riguroso (i.e. tratando «exactamente» la incertidumbre) y completo (considerando todas las variables que intervienen en el problema). Existen, sin embargo, métodos «rigurosos pero incompletos» y métodos «aproximados pero completos». Un ejemplo de los primeros en el que las variables ambientales reciben un tratamiento probabilístico «exacto» es el propuesto para diques en Losada (1980). Aquí solamente serán revisados con algún detalle los métodos de nivel 1 y 2, particularmente los utilizados para el diseño de estructuras offshore.

*Métodos de nivel 1*

Cualquier sistema (en particular una estructura) posee un conjunto de elementos o variables de entrada que, una vez definidas numéricamente, determinan el comportamiento del sistema en términos de un conjunto de variables de salida o respuesta.

Se considera que el sistema «falla» cuando las variables de respuesta exceden unos umbrales prefijados que se denominan estados límite del sistema.

Una amplia gama de modelos estructurales posee variables de entrada idénticas (solicitaciones del medio ambiente y resistencia de la estructura). Es, por ello, posible especificar una serie de reglas comunes para toda esta gama de modelos, que aseguren un nivel de riesgo prefijado. Estas reglas, al tener que ser comunes, deben referirse exclusivamente a las variables de entrada, ya que las variables de respuesta pueden variar de una estructura a otra (por ejemplo, tensiones referidas a dis-

tintas fibras neutras, deformaciones, etc.). Además deben ser reglas sencillas que puedan ser utilizadas en la práctica ingenieril cotidiana. Por ello, en vez de tratar probabilísticamente las variables de entrada (lo cual sería posible desde un punto de vista conceptual) se establecen «valores de diseño» para estas variables. Estos valores de diseño deben estar dentro de la zona «segura» del espacio de las variables básicas.

Para ilustrar esta idea considérese un problema de diseño estructural. El planteamiento ha sido realizado en términos de las variables de entrada exclusivamente. Por tanto, los estados límite especificados definirán dos zonas en el espacio de estas variables:

- Zona «segura»: Es el conjunto de puntos para los que la estructura no falla.
- Zona de «fallo»: Es el conjunto de puntos para los que la estructura falla.

Esta idea aparece esquematizada en la figura 6 para el caso de que existan dos variables de entrada escalares. Es fácil comprender cómo, en este caso, los valores de diseño se obtienen usando coeficientes de seguridad parciales.

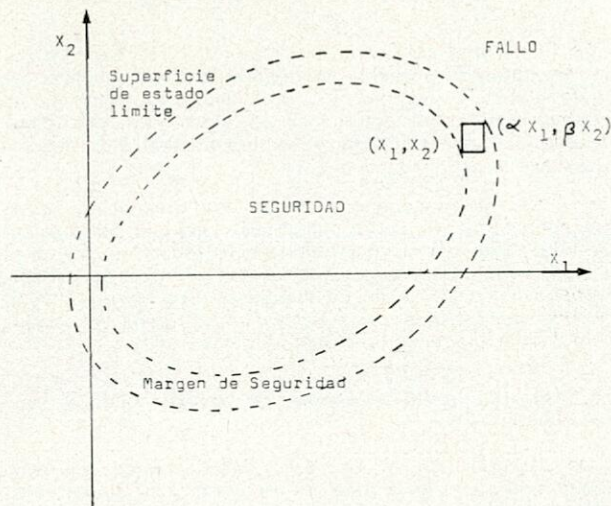


Fig. 6.—Esquemización del método de los coeficientes de seguridad parciales (Nivel 1).

Para ello supongamos que \$P\_f\$ aumenta al incrementar \$X\_1\$ y \$X\_2\$. De otro modo, que ambas variables se convierten en más «peligrosas» (respecto a la superficie de estado límite), al incrementar su valor.

En estas condiciones, los métodos de coeficientes parciales exigen para que el punto \$(X\_1, X\_2)\$ sea «seguro», que el punto \$(\alpha X\_1, \beta X\_2)\$ esté en la zona de «seguridad» (fig. 6). Obviamente:

$$\alpha \geq 1, \beta \geq 1$$

Este método, tan simplificado que es independiente de la propia estructura, solamente es aplicable cuando existe una superficie límite suficientemente regular (i.e. que permite aplicar el método esquematizado en la figura 6). El método no es aplicable a modelos estructurales de tipo dinámico o a modelos en los que la respuesta no varíe con continuidad con las variables de entrada.

En la próxima sección serán revisados diversos ejemplos de este tipo de métodos. Corresponden a los siguientes códigos o normas de diseño: API (American Petroleum Institute), DnV (Det Norske Veritas) y DD55: 1978 (British Draft for Development for Fixed Offshore Structures). Son métodos «aproximados pero completos», según la terminología anteriormente introducida.

Métodos de nivel 2

La idea fundamental en este tipo de métodos es caracterizar el comportamiento probabilístico de las variables mediante los momentos estadísticos hasta orden dos: la media, la varianza y las covarianzas entre pares de variables. Los sistemas que admiten este tipo de simplificación son los sistemas lineales. Es decir, aquellos en los que se pasa de variables de entrada a variables de salida mediante una transformación lineal.

Existen diversos métodos según el modo en que obtienen \$P\_f\$ a partir de los momentos estadísticos mencionados. La primera posibilidad es definir un índice de fiabilidad, \$\beta\$, como:

$$\beta = \frac{E(Z)}{\sigma_z} \tag{15}$$

\$Z\$: es el margen de seguridad de la estructura obtenido linealmente a partir de las variables de entrada o variables básicas.

Si ahora completamos la información probabilística suponiendo que la distribución de las variables básicas es conocida (anteriormente sólo los momentos hasta orden 2 eran necesarios), es posible obtener \$P\_f\$ a partir de \$\beta\$. Lo contrario no es cierto y, más aún, es fácil encontrar ejemplos en los que, variando alguna función de distribución, aumenten simultáneamente \$\beta\$ y \$P\_f\$ (Ditlevsen, 1977). Esto indica que \$\beta\$ es una mala medida de la fiabilidad. Es posible, sin embargo, conseguir una relación biunívoca entre \$P\_f\$ y \$\beta\$ de modo que \$\beta\$ aumente siempre que \$P\_f\$ disminuya.

Para ello es necesario exigir que las distribuciones de todas las variables básicas sean de tipo normal. Al ser el sistema lineal la distribución de \$Z\$, también será normal con lo que es posible escribir:

$$P_f = \text{Prob}[Z \leq 0] = \text{Prob}\left[\frac{Z - E(Z)}{\sigma_z} \leq -\frac{E(Z)}{\sigma_z}\right] \tag{16}$$

Utilizando la definición de \$\beta\$:

$$P_f = \text{Prob}\left[\frac{Z - E(Z)}{\sigma_z} \leq -\beta\right] = \Phi(-\beta) \tag{17}$$

Consecuentemente \$\beta\$ queda definido como:

$$\beta = -\Phi^{-1}(P_f) \tag{18}$$

en donde:

\$\Phi\$: es la función de distribución normal con media 0 y desviación típica 1.

La definición del índice de fiabilidad \$\beta\$ dada por la fórmula (15) posee otro inconveniente. Surge al ser posible definir \$Z\$ de diversas formas, con la única restricción de que la superficie límite esté especificada por \$Z = 0\$. Es fácil entonces comprender que, si la relación de \$Z\$ con las variables básicas es no-lineal (i.e. se trata de un sistema no-lineal), \$\beta\$ puede variar con la definición de \$Z\$.

Otro requerimiento que debe satisfacer \$\beta\$ es que sea «comparativo». Es decir, que, dados dos diseños A y B con índices \$\beta\_A\$ y \$\beta\_B\$, se cumpla que el diseño A es al menos tan seguro como el B si y sólo si:

$$\beta_A \geq \beta_B$$

Es necesario, naturalmente, definir la relación «tan seguro como». Una posible definición se obtiene con la interpretación de Hasofer-Lind del índice de fiabilidad, \$\beta\_{HL}\$. Esta interpretación requiere que las variables básicas sean estadísticamente independientes y con una distribución normal o se pueda llegar a esta situación mediante transformaciones (como, por ejemplo, en Baker [1979]).



Una vez logrado que todas las variables básicas,  $X_i$ , sean normales y estadísticamente independientes es necesario reducirla a variables unitarias:

$$Y_i = \frac{X_i - E[X_i]}{\sigma_{X_i}}, i = 1 \dots \eta \quad (19)$$

En el espacio de las  $Y_i$  se define  $\beta_{HL}$  como la distancia mínima desde el origen de coordenadas a la superficie de estado límite. Si esta superficie es un hiperplano, la definición de  $\beta_{HL}$  coincide con la dada por (15) (Ditlevsen, 1977). La probabilidad de fallo se obtiene a partir de  $\beta_{HL}$  mediante (17).

Si la superficie de estado límite no es un hiperplano,  $\Phi(-\beta_{HL})$ , será, según la forma de la superficie, un límite inferior o superior de  $P_f$ . El motivo es que evaluar  $P_f$  como  $\Phi(-\beta_{HL})$  supone reemplazar la hipersuperficie límite por un hiperplano tangente en el punto más próximo al origen (denominado punto de diseño). Esta situación aparece esquematizada en la figura 7, en la que, al tratarse de una superficie convexa (desde el origen) el valor de  $\beta$  es subestimado y, consecuentemente, el de  $P_f$  sobre-estimado. El error corresponde al contenido probabilístico del área rayada.

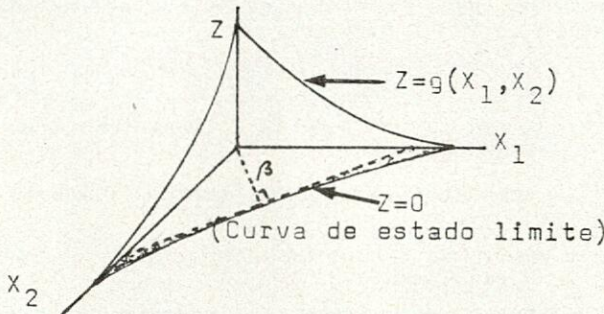


Fig. 7.—Esquemización de la aproximación realizada al evaluar  $P_f$  a partir de  $\beta_{HL}$ .

La ventaja de esta definición del índice de fiabilidad,  $\beta_{HL}$ , es que facilita la localización de los puntos de la zona «de fallo» que contribuyen de modo más importante a la probabilidad de fallo. Con otras palabras, facilita la localización de los puntos (i.e. valores de las variables básicas), en los que es más probable que ocurra el «fallo», si se produce.

Otra interpretación del índice de fiabilidad, que no será tratada aquí, es la debida a Veneziano. Es, con mucho, la de más profundo contenido matemático y probabilístico. Información sobre ella puede ser encontrada en Veneziano (1977).

Métodos de nivel 3

Actualmente los únicos métodos de nivel 3 que existen operativos son del tipo «rigurosos, pero incompletos». El motivo es que solamente es posible dar un tratamiento totalmente probabilístico a un número limitado de variables, pues, en caso contrario, las múltiples integrales de las funciones de distribución resultan impracticables, incluso con la ayuda de ordenadores electrónicos.

Existe, además, otro motivo que puede desaconsejar la utilización de un método de nivel 3. Es la sensibilidad en el cálculo de  $P_f$  al tipo de distribución asumida para las variables básicas. Este fenómeno suele denominarse «sensibilidad a la cola de la distribución», ya que es particularmente importante para valores muy pequeños de  $P_f$ , en los que la variación de las colas de diversas distribuciones (cuya zona central coincide) posee una influencia notable. Un ejemplo de esta variación para el caso del diseño de una amarra, con distribuciones normal y log-normal para la sollicitación, puede ser encontrado en Ditlevsen (1977).

El problema que se presenta entonces (particularmente a las sociedades de clasificación que elaboran las nor-

mas de diseño) es la selección de una función de distribución para cada variable básica. La dificultad se comprende fácilmente si consideramos que el ajuste de funciones de distribución a este tipo de variables se realiza en la actualidad mediante criterios empíricos a partir de muestras registradas. Una explicación detallada de la variación en el comportamiento de la cola para diversas distribuciones ajustadas a una misma muestra puede ser encontrada en Copeiro (1978).

Existen además otros problemas adicionales. Como ilustración, obsérvese que el suponer una distribución normal para una variable resistente supone asignar probabilidades no nulas a valores negativos de la resistencia. Este hecho carece de importancia solamente si la probabilidad de las resistencias negativas es pequeña respecto al valor de  $P_f$  para la estructura.

Es importante, asimismo, tener en cuenta que para que en un sistema lineal exista una correspondencia biunívoca entre  $\beta$  (definido por [15]) y  $P_f$  (calculada sumando la masa probabilística asociada al suceso «fallo») es necesario exigir que todas las variables básicas estén distribuidas según una ley normal. Naturalmente, suponiendo que se cumplen ciertas condiciones razonables de regularidad (Ditlevsen, 1977).

Por todos los motivos expuestos los métodos de nivel 3 deben ser empleados con precaución para evitar que las ventajas conseguidas por su mayor perfección se vean sobrepasadas por los inconvenientes (sensibilidad a la cola de la distribución ajustada, utilización de distribuciones no coherentes con la implícitamente asumidas, etc.).

3. APLICACION DE LOS METODOS DE NIVEL 1 A LAS ESTRUCTURAS OFFSHORE (NORMAS DE DISEÑO)

Las normas de diseño empleadas para las estructuras offshore garantizan un adecuado nivel de riesgo mediante una serie de coeficientes de seguridad parciales. Son por ello un ejemplo de métodos de nivel 1. Reconocen explícitamente que, debido a la gran variabilidad y magnitud de las sollicitaciones ambientales, los diferentes elementos de la estructura pueden llegar a su máxima carga en instantes y condiciones diferentes.

Las diversas sociedades de clasificación se aproximan al problema de diferentes modos.

Las normas del API (API, 1979) exigen comprobar, como mínimo, las siguientes condiciones de carga:

1. Condiciones ambientales de diseño con la carga debida al equipo de perforación.
2. Condiciones ambientales de operación durante la perforación.
3. Condiciones ambientales de diseño con la carga debida a la producción.
4. Condiciones ambientales de operación durante la producción.
5. Condiciones ambientales de diseño con carga mínima en la plataforma.

Esta distinción entre condiciones de diseño y operación es una filosofía frecuentemente utilizada en el diseño de estructuras marítimas. Las condiciones de diseño son las condiciones extremas que experimentará la estructura en un determinado período de tiempo. En otras palabras, son el valor extremo o máximo de las sollicitaciones sobre la estructura en un período de tiempo fijado, y que se denomina «período de recurrencia».

Este período de recurrencia,  $\tau$ , es el período medio de tiempo entre apariciones consecutivas de las «condiciones extremas». No tiene porqué coincidir con la vida prevista,  $V$ , de la estructura. Como ilustración, considérese una variable aleatoria,  $F$ , representativa de las sollicitaciones ambientales sobre la estructura. La función de distribución del valor extremo de  $F$  en el período de tiempo  $V$  es [Battjes (1979)], por ejemplo:

$$\text{Prob} \{ (\text{Max. valor } F \text{ en el tiempo } V) < F_0 \} \approx \exp(-n(F_0) V)$$

en donde:

$n(F_0)$ : es el número medio de apariciones de valores de  $F$  que exceden  $F_0$ , por unidad de tiempo.

El extremo en el período  $V$  tendrá un valor medio tal que:

$$n(F_0) V = 1$$

Por tanto, la probabilidad de que el extremo de  $F$  en el tiempo  $V$  exceda  $F_0$  es:

$$\begin{aligned} \text{Prob} \{ (\text{Max. valor } F \text{ en el tiempo } V) \geq F_0 \} \\ \approx 1 - \exp(-n(F_0) V) = \\ = 1 - \exp(-1) = 0,63 \end{aligned}$$

Es fácil, entonces, comprender porqué un diseño realizado con el valor medio del extremo de  $F$  en la vida prevista  $V$ , i. e.  $F_0$ , posee un nivel de riesgo (en este caso de ser excedido) no satisfactorio. Por este motivo, el período de recurrencia del extremo y la vida prevista de la estructura no suelen coincidir en el diseño, siendo el primero superior al segundo. De este modo se logra un nivel de riesgo adecuado.

La API no fija el período de recurrencia para las condiciones ambientales de diseño (i. e. extremas), pero indica que debe ser seleccionado, teniendo en cuenta la posibilidad de evacuación de trabajadores, el riesgo de contaminación, el coste de la plataforma y su vida prevista.

Las normas del DnV (DnV, 1977) prescriben cuatro estados límite (último, fatiga, colapso progresivo y servicio) y cinco fases de diseño (construcción, transporte, instalación, operación y recuperación). El período de recurrencia recomendado para las condiciones ambientales extremas en la fase de operación es de 100 años.

Las normas del DnV emplean coeficientes parciales para solicitaciones,  $\gamma_f$ , y materiales (i. e. resistencia),  $\gamma_m$ .

En el estado límite último debe comprobarse el diseño para condiciones ambientales extremas y de operación. Los coeficientes de seguridad son:

	Condiciones de carga	CATEGORIAS DE CARGA			
		Permanente	Sobrecarga	Deformación (de)	Ambientales
$\gamma_f$	Operación . . .	1,3	1,3	1,0	
	Extremas . . .	1,0	1,0	1,0	

$\gamma_m$	MATERIAL		
	Acero	Hormigón armado	
		Armadura	Hormigón
	1,3	1,15	1,5

Tomando como criterio de fallo el límite de fluencia, las normas del DnV son más conservadoras que las del API para las solicitaciones ambientales. Ambas son prácticamente equivalentes desde el punto de vista de las cargas permanentes y debidas a deformaciones impuestas.

El DD55: 1978 británico prescribe tres tipos de condiciones de carga:

1. Condiciones normales de operación.
2. Condiciones ambientales extremas.
3. Condiciones temporales de carga (incluyendo las producidas durante la construcción remolque e instalación).

En las «condiciones normales de operación» se debe comprobar la estructura considerando: la carga permanente, la carga debida a la presión hidrostática y la carga más desfavorable debido a las operaciones habituales de trabajo, con y sin incluir los efectos de las siguientes condiciones ambientales (combinadas entre sí):

- Máxima ola con período de recurrencia no menor de un mes.
- Rango de niveles medios de la superficie libre igual al rango de la marea viva máxima anual más las mareas meteorológicas apropiadas (positivas y negativas).
- Velocidad media (1 minuto) del viento con período de recurrencia no menor de un mes.
- Máxima velocidad de corriente asociada a las condiciones normales de operación.
- Máximo desarrollo del crecimiento de flora y fauna marina sobre la estructura.
- Hielo y nieve (si procede).

Las combinaciones de carga que deben ser consideradas en «condiciones ambientales extremas» son: carga permanente, presión hidrostática y solicitaciones ambientales extremas, combinadas con:

- a) Solicitación máxima debida a operaciones habituales de trabajo; o
- b) Solicitación mínima debida a operaciones habituales de trabajo.

Las solicitaciones ambientales extremas a considerar son:

- Máxima ola con período de recurrencia no menor de 50 años.
- Rango de niveles medios de la superficie libre igual al rango de la marea viva máxima anual más las mareas meteorológicas apropiadas (positivas y negativas).
- Velocidad media (1 minuto) del viento con período de recurrencia no menor de 50 años.
- Máxima velocidad de corriente asociada a las condiciones extremas consideradas.
- Máximo desarrollo del crecimiento de flora y fauna marina sobre la estructura.
- Hielo y nieve (si procede)

Para estructuras de acero el DD55: 1978 utiliza un criterio basado en un nivel de tensión admisible. Para estructuras de hormigón se utilizan coeficientes de seguridad parciales. Comparando estos coeficientes con los propuestos por el DnV resulta que el DD55: 1978 es menos conservador desde el punto de vista de las cargas permanentes y más conservador para las cargas impuestas (por operación y/o deformación).

Desde el punto de vista de las solicitaciones ambientales extremas ambas normas son aproximadamente equivalentes, salvo en el caso en que las cargas permanentes e impuestas actúen en sentido contrario a las solicitaciones ambientales (e.g. cuando el peso propio produce compresión y los esfuerzos debidos al oleaje son de elevación y tensión). En este último caso el DD55: 1978 es considerablemente más conservador que las normas del DnV.

#### 4. CONCLUSIONES

El punto de vista determinista en la evaluación de la seguridad de una estructura tiende a desaparecer en la actualidad. Conceptos como máxima carga, mínima resistencia, seguridad absoluta, etc., han sido sustituidos por una filosofía en la que una estructura es aceptable si su probabilidad de fallo es suficientemente pequeña.

(Pasa a la pág. 260.)

# XX SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Santiago de Compostela, mayo 1981

## Escantillonado de planchas teniendo en cuenta las no-linealidades geométricas y materiales por métodos numéricos (\*)

Por Manuel Moréu Munaiz, Ing. Naval



### RESUMEN

En las planchas sometidas a carga lateral se producen unas tensiones membranales que rigidizan la estructura. Si admitimos pequeñas deformaciones permanentes, la plancha resiste cargas muy superiores a las admitidas, y si la plancha sólo está sometida a los valores máximos de carga lateral por una de sus caras podemos reducir los escantillones. Los elementos de plancha soportan además carga en su plano, no habiendo procedimientos para evaluar la combinación de cargas, para calcular las efectividades de las planchas deformadas trabajando en su plano, etc.

El procedimiento numérico planteado es un modelo de barras elasto-plástico, que resuelve la carga lateral (uniforme y concentrada) y la carga en el plano (tracción y compresión) con condiciones de contorno de bordes apoyados y empotrados, así como condiciones reales de contorno, obteniendo deformaciones permanentes, efectividades, inestabilidades, etc. El programa ha sido comparado con soluciones experimentales y teóricas y con procedimientos de escantillonado, resultando de gran utilidad para conseguir un buque más seguro y ligero.

### INDICE

0. INTRODUCCION.
  1. MODELO UTILIZADO.
  2. DEFINICION DE LAS CARGAS.
  3. PLASTIFICACION.
  4. PROGRAMA DE ORDENADOR.
  5. COMPARACIONES, ANALISIS DE METODOS DE ESCANTILLONADO.
  6. CONDICIONES DE CONTORNO ELASTICAS.
  7. CARGA EN EL PLANO.
  8. CONCLUSION.
- BIBLIOGRAFIA.  
APENDICE. EJEMPLOS.

#### 0. INTRODUCCION

Es notoria la influencia que tiene el peso de las planchas de un buque en el peso de la rosca del mismo, de ahí que sea de gran importancia la reducción de los espesores de las planchas cuando no se menoscabe la

### ABSTRACT

In the plates subjected to lateral loads appear membranal forces that produce an increase of resistance of the plate. If there are admissible small permanent displacements and if the plate is only subjected to the maximum values coming from one side it is possible to reduce the scantlings. The plate elements also have to transmit compressive and/or tension stresses and there are not methods to calculate the effectiveness of the distorted plate working in compression, etc.

The numerical method that has been created is a bars model working in the elastic-plastic range solving the lateral loads (uniform or concentrated) and the loads acting in the plane (tension or compression). The boundary conditions can be fully clamped conditions, simple supported and assuming elastic response of the boundary. The method can obtain permanent displacements, effectiveness, unstabilities, etc.

The program has been compared with experimental results, theoretical solutions and scantling procedures. The utilization of the method can be used in order to obtain a lighter ship with more seaworthiness.

resistencia de dicho elemento ni vaya en detrimento de la resistencia de la viga buque.

En el escantillonado de las planchas intervienen diversas condiciones de carga, como son presión hidrostática en tanques o forro, altura de carga sobre cubierta en cubiertas y doble fondo, valor y huella mínima de las cargas concentradas, etc., asimismo intervienen expresiones empíricas para planchas longitudinales que tienen en cuenta en cierta manera la resistencia del buque. Por otra parte intervienen los márgenes de corrosión, que tienen una gran importancia en el escantillonado; sin embargo, dichos márgenes no se tienen en cuenta, tal como se debiera, ya que no es raro que se tengan que renovar muchas planchas de un buque por haberse propasado los márgenes, y mucho más normal que se desguacen buques con escantillones por encima de los admisibles.

Pero las planchas del buque están, en general, sometidas a cargas combinadas, y ello es muy difícil de tenerse en cuenta en el escantillonado, entre otras cosas por la falta de soluciones teóricas. Las planchas del buque trabajan en zonas de comportamiento no-lineal elástico y en muchos casos es interesante introducir el comportamiento no-lineal plástico; es decir, admitir deformaciones permanentes, lo cual complica mucho más el análisis analítico del problema de una carga sola y tremendamente la combinación de cargas. Es por ello que se ha desarrollado un procedimiento numérico para analizar la respuesta de la plancha a todos los tipos de cargas mencionados, introduciendo en el mismo las diversas con-

(\*) Trabajo merecedor del primer premio de las sesiones.

diciones de contorno de empotramiento y de apoyo, así como la respuesta elástica del contorno a la carga membranar, de gran influencia en la respuesta no-lineal.

El procedimiento numérico se ha realizado con barras; la otra aproximación al problema hubiera sido por medio de elementos finitos, pero ello hubiera complicado mucho la solución, cosa que no es deseable, y, por otra parte, al perderse el dominio de funcionamiento físico del elemento finito, perdemos también seguridad en la respuesta. Como siempre que se utiliza un nuevo elemento finito, hay que contrastar los resultados del modelo con las soluciones teóricas, cuando las hay, y con los resultados experimentales disponibles; esto ha sido realizado, comprobándose que el modelo es de gran precisión, pudiendo, por tanto, utilizarse para el diseño de planchas.

El procedimiento de diseño utilizando este método permite disponer el acero donde sea necesario por la combinación de cargas, así como reducir acero en aquellas zonas donde se admita deformaciones permanentes; introduce las no-linealidades geométricas y materiales, sin las cuales no es posible analizar correctamente las planchas y calcula las efectividades de las planchas trabajando en su plano. Por último, es de gran importancia el cálculo de las cargas concentradas, que es una situación de cálculo muy usual, pero con una falta total de instrumentos de cálculo científicos.

Al introducir deformaciones permanentes en las planchas debemos introducir un nuevo coeficiente de seguridad, denominado del ShaKedown o rigidización plástica, enunciado de la siguiente manera: Si existe un estado de esfuerzos Q en equilibrio con la carga P, y tal que partiendo de Q todas las cargas exteriores conducen únicamente a estados de esfuerzos elásticos, entonces la estructura encontrará su equilibrio bien a través de Q o bien cualquier otro estado Q<sub>i</sub> con las mismas propiedades que Q después de unos «ciclos de carga». De esta manera la estructura deformada se comporta elásticamente con otras cargas.

1. MODELO UTILIZADO

Es un modelo de discretización por barras; la plancha se dividió en 16 elementos, concentrando las propiedades de esos elementos de plancha en los lados. Tras aplicar las condiciones de simetría en la plancha, estudiamos sólo un cuarto de la plancha; es decir, 8 elementos de barra, que con tres grados de libertad por nudo (desplazamiento lateral y los giros o derivadas direccionales de la plancha) y aplicando las condiciones de simetría se reduce el problema a solamente 8 grados de libertad. Este modelo, aunque aparentemente grosero, predice unos resultados muy satisfactorios, no siendo necesario aumentar los grados de libertad. El comportamiento de la plancha en cada dirección es representado por las barras de dicha dirección.

1.1. Formación de la matriz de la barra de la estructura

Debemos introducir una matriz de rigidez de barra que incorpore la solución no-lineal; dicho efecto no lineal es producido por las fuerzas membranales surgidas por los desplazamientos. Calculamos la matriz de rigidez de la barra partiendo del equilibrio de la rebanada en la posición deformada. Dicha matriz es:

$$\begin{pmatrix} X_A \\ Y_A \\ M_A \\ X_B \\ Y_B \\ M_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & C_4 \frac{EI}{L^3} & C_1 \frac{EI}{L^2} & 0 & -C_4 \frac{EI}{L^3} & C_1 \frac{EI}{L^2} \\ 0 & C_1 \frac{EI}{L^2} & C_2 \frac{EI}{L} & 0 & -C_3 \frac{EI}{L^2} & C_3 \frac{EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -C_4 \frac{EI}{L^3} & -C_1 \frac{EI}{L^2} & 0 & C_4 \frac{EI}{L^3} & -C_1 \frac{EI}{L^2} \\ 0 & C_1 \frac{EI}{L^2} & C_3 \frac{EI}{L} & 0 & -C_1 \frac{EI}{L^2} & C_2 \frac{EI}{L} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_A \\ v_A \\ \psi_A \\ u_B \\ v_B \\ \psi_B \end{pmatrix} \quad \text{ec.1}$$

Siendo una aproximación para los coeficientes C<sub>i</sub>:

$$\begin{aligned} C_1 &= 6 \left( 1 + \frac{NL^2}{60EI} \dots \right) \\ C_2 &= 4 \left( 1 + \frac{NL^2}{30EI} \dots \right) \\ C_3 &= 2 \left( 1 - \frac{NL^2}{60EI} \dots \right) \\ C_4 &= 12 \left( 1 + \frac{NL^2}{10EI} \dots \right) \end{aligned} \quad \text{ec.2}$$

donde N (fuerza axial) positiva significa tracción. También se puede tener en cuenta en dicha matriz de barra la influencia de la fuerza cortante que modifica los coeficientes C<sub>i</sub> de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} C_1 &= C_1 \frac{1}{1 + 2\beta} \\ C_2 &= C_2 \frac{2 + \beta}{2(1 + 2\beta)} \\ C_3 &= C_3 \frac{1 - \beta}{1 + 2\beta} \\ C_4 &= C_4 \frac{1}{1 + 2\beta} \end{aligned} \quad \text{ec.3}$$

siendo  $\beta = \frac{6EI}{GA_s I^2}$ , A<sub>s</sub> Area equivalente a la cizalla

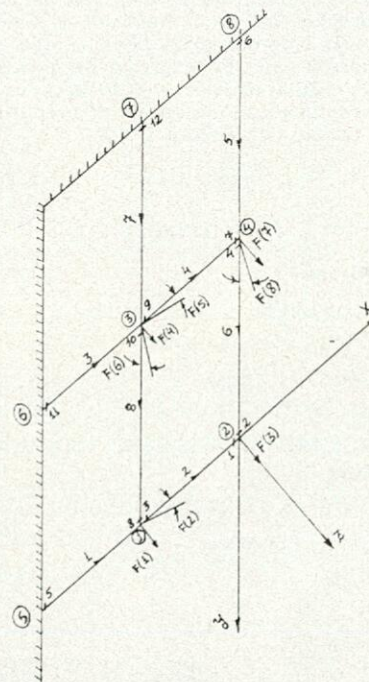


Figura 1.

1.2. Formación de la matriz de rigidez de la estructura

En la figura 1 tenemos un esquema del elemento modelado. Despreciando los desplazamientos en el plano, nos quedan los 8 grados de libertad indicados en dicha figura. Introducimos el efecto rigidizador de la torsión en la matriz de rigidez. De esta manera hay una ligazón en-

tre los ángulos de giro de barras paralelas, así, por ejemplo, en la figura 1 la barra 8 está sometida a una torsión de valor F(2)-F(5). La matriz de barra, tal como vamos a realizar, el ensamblaje queda:

$$\begin{Bmatrix} F_A \\ M_A \\ M_{tA} \\ F_B \\ M_B \\ M_{tB} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_4 \frac{EI}{L^3} & C_1 \frac{EI}{L^2} & 0 & -C_4 \frac{EI}{L^3} & C_1 \frac{EI}{L^2} & 0 \\ C_1 \frac{EI}{L^2} & C_2 \frac{EI}{L} & 0 & -C_1 \frac{EI}{L^2} & C_3 \frac{EI}{L} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{GI_t}{L} & 0 & 0 & -\frac{GI_t}{L} \\ -C_4 \frac{EI}{L^3} & -C_1 \frac{EI}{L^2} & 0 & C_4 \frac{EI}{L^3} & -C_1 \frac{EI}{L^2} & 0 \\ C_1 \frac{EI}{L^2} & C_3 \frac{EI}{L} & 0 & -C_1 \frac{EI}{L^2} & C_2 \frac{EI}{L} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{GI_t}{L} & 0 & 0 & \frac{GI_t}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_A \\ \varphi_A \\ \theta_A \\ Z_B \\ \varphi_B \\ \theta_B \end{Bmatrix} \quad \text{ec.4}$$

Donde  $I_t$  es la inercia a la torsión de valor  $\frac{1}{3} BH^3$ .

Tras realizar el ensamblaje nos queda la ecuación matricial  $8 \times 8$  indicada en la figura 2.

1.3. Condiciones de contorno

La resolución de la ecuación matricial  $8 \times 8$  equivale a bordes empotrados, es decir, anular los desplazamientos y giros en los bordes. En el caso de que la plancha esté apoyada en los bordes planteamos la ecuación de momento flector en el borde apoyado igual a cero. Sea, por ejemplo, el extremo A

$$M_A = C_1 \frac{EI}{L^2} Z_A + C_2 \frac{EI}{L} \varphi_A - C_1 \frac{EI}{L^2} Z_B +$$

$$+ C_3 \frac{EI}{L} \varphi_B = 0$$

Ahora, el ángulo  $\varphi_A = 0$ , pero  $Z_A$  sigue siendo 0 (borde apoyado)

$$\varphi_A = \frac{C_1}{C_2 L} Z_B - \frac{C_3}{C_2} \varphi_B$$

Sustituyendo  $\varphi_A$  en la ecuación matricial ec.4 y condensando obtenemos

$$\begin{Bmatrix} F_B \\ M_B \\ M_{tB} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} (C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}) \frac{EI}{L^3} & -(C_1 - C_1 \frac{C_3}{C_2}) \frac{EI}{L^2} & 0 \\ -(C_1 - C_1 \frac{C_3}{C_2}) \frac{EI}{L^2} & (C_2 - \frac{C_1^2}{C_2}) \frac{EI}{L} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{GI_t}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_B \\ \varphi_B \\ \theta_B \end{Bmatrix} \quad \text{ec.5}$$

Es decir, para obtener la matriz de rigidez de la plancha apoyada basta hacer los cambios de los coeficientes  $C_i$  siguientes:

$$\begin{aligned} C_4 &= C_4 - C_1^2/C_2 \\ C_1 &= C_1 * (1 - C_3/C_2) \\ C_2 &= C_2 - C_3^2/C_2 \end{aligned}$$

Dados en ese mismo orden. El momento flector obtenido en el extremo 1 será cero.

1.4. Plastificación

Cuando una sección de una barra alcanza el momento flector plástico (que luego veremos cómo se obtiene), dicha sección se convierte en una rótula con un momento flector aplicado igual al momento flector plástico. La ró-

$\frac{E_x I_x}{2L_x^3} [C_4^4 + C_4^2]$	$\frac{E_x I_x}{2L_x^2} [-C_1^4 + C_1^2]$	$-C_4^2 \frac{E_x I_x}{2L_x^3}$	$-C_4^8 \frac{E_x I_x}{L_y^3}$	$-C_1^8 \frac{E_y I_y}{L_y^2}$			$Z_1$	$F_1$
$\frac{E_x I_x}{2L_x^2} [-C_1^4 + C_1^2]$	$\frac{E_x I_x}{2L_x} [C_2^4 + C_2^2]$	$-C_1^2 \frac{E_x I_x}{2L_x^2}$			$-\frac{GI_t y}{L_y}$		$\varphi_{x_1}$	$F_2$
$-C_4^2 \frac{E_x I_x}{2L_x^3}$	$-C_1^2 \frac{E_x I_x}{2L_x^2}$	$C_4^2 \frac{E_x I_x}{2L_x^3} + C_4^6 \frac{E_y I_y}{2L_y^3}$				$-C_4^6 \frac{E_y I_y}{2L_y^3}$	$Z_2$	$F_3$
$-C_4^8 \frac{E_y I_y}{L_y^3}$			$\frac{E_x I_x}{L_x^3} [C_4^3 + C_4^4]$	$\frac{E_x I_x}{L_x^2} [C_1^3 + C_1^4]$	$\frac{E_y I_y}{L_y^2} [C_1^7 + C_1^8]$	$-C_4^4 \frac{E_x I_x}{L_x^3}$	$Z_3$	$F_4$
	$-\frac{GI_t y}{L_y}$		$\frac{E_x I_x}{L_x^2} [-C_1^3 + C_1^4]$	$\frac{E_x I_x}{L_x} [C_2^3 + C_2^4]$	$+ 2 \frac{GI_t y}{L_y}$	$-C_1^4 \frac{E_x I_x}{L_x^2}$	$\varphi_{x_3}$	$F_5$
$-C_1^8 \frac{E_y I_y}{L_y^2}$			$\frac{E_y I_y}{L_y^2} [C_1^7 + C_1^8]$	$\frac{E_y I_y}{L_y} [C_2^7 + C_2^8]$		$-\frac{GI_t x}{L_x}$	$\varphi_{y_3}$	$F_6$
		$-C_4^6 \frac{E_y I_y}{2L_y^3}$	$-C_4^4 \frac{E_x I_x}{L_x^3}$	$-C_1^4 \frac{E_x I_x}{L_x^2}$		$C_4^4 \frac{E_x I_x}{L_x^3} + \frac{E_y I_y}{2L_y^2} [-C_5^6 + C_1^6]$	$Z_4$	$F_7$
		$-C_1^6 \frac{E_y I_y}{2L_y^2}$			$-\frac{GI_t x}{L_x}$	$\frac{E_y I_y}{2L_y^2} [C_4^5 + C_4^6]$	$\varphi_{y_4}$	$F_8$

Figura 2.

tula cede hasta que el momento flector aplicado es igual al que puede transmitir.

Sea, por ejemplo, una rótula en el nudo A,  $\varphi_A$  continuará siendo el ángulo girado por el extremo A de la barra

$$(\varphi_A) \text{ barra} = (\varphi_A) \text{ nudo} + \text{ANG (A)} = \varphi_A + \text{ANG (A)}$$

Igualando en la ecuación del momento flector  $MA = MFP$

$$MA = C_1 \frac{EI}{L^2} ZA + C_2 \frac{EI}{L} [\varphi_A + \text{ANG (A)}] - C_1 \frac{EI}{L^2} ZB + C_3 \frac{EI}{L} \varphi_B = MFP$$

En esta ecuación conocemos MFP, pero desconocemos ANG(A); por tanto, procedemos a despejar  $(\varphi_A)$  barra

$$(\varphi_A) \text{ barra} = \text{ANG(A)} + \varphi_A = \frac{MFP \cdot L}{C_2 EI} - \frac{C_1}{C_2 L} ZA + \frac{C_1}{C_2 L} ZB - \frac{C_3}{C^2} \varphi_B$$

Y ahora redistribuimos las incógnitas en sus ecuaciones correspondientes, quedando: (ec.6).

$$\begin{bmatrix} (C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}) \frac{EI}{L^2} & 0 & -(C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}) \frac{EI}{L^2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{GIT}{L} & 0 & 0 & -\frac{GIT}{L} \\ -(C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}) \frac{EI}{L^2} & 0 & (C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}) \frac{EI}{L^2} & -(\frac{C_1 C_3}{C_2}) \frac{EI}{L} & 0 \\ (C_2 - \frac{C_1 C_3}{C_2}) \frac{EI}{L} & 0 & -(C_2 - \frac{C_1 C_3}{C_2}) \frac{EI}{L} & (C_2 - \frac{C_3^2}{C_2}) \frac{EI}{L} & 0 \\ 0 & -\frac{GIT}{L} & 0 & 0 & \frac{GIT}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_A \\ \varphi_A \\ Z_B \\ \varphi_B \\ \varphi_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} FA - \frac{C_1}{C_2 L} MFP \\ MtA \\ FA + \frac{C_1}{C_2 L} MFP \\ MB - \frac{C_3}{C_2} MFP \\ MtB \end{bmatrix}$$

Es decir, los cambios en la matriz de rigidez son los mismos que se obtuvieron cuando era un borde apoyado con correcciones al vector de cargas, que son:

$$FA = FA - \frac{C_1}{C_2 L} MFP$$

$$FB = FB + \frac{C_1}{C_2 L} MFP$$

$$MB = MB - \frac{C_3}{C_2} MFP$$

Debiendo estos cambios realizarse antes de los cambios  $C_i$  o bien utilizar las expresiones de  $C_i$  originales. La ecuación 2 de la matriz se transforma en una igualdad; es de destacar que para realizar el ensamblaje hay que eliminar los componentes de la segunda ecuación y segunda columna de la matriz de barra para el caso expuesto.

En el caso de que se tenga rótulas en ambos extremos de la barra queda la matriz de rigidez siguiente: (ec.7).

$$\begin{bmatrix} C_4 \frac{EI}{L^2} & 0 & 0 & -C_4 \frac{EI}{L^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{GIT}{L} & 0 & 0 & -\frac{GIT}{L} \\ -C_4 \frac{EI}{L^2} & 0 & 0 & C_4 \frac{EI}{L^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{GIT}{L} & 0 & 0 & \frac{GIT}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_A \\ \varphi_A \\ Z_B \\ \varphi_B \\ \varphi_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} FA - (MFP_A + MFP_B) \frac{C_1(1 - \frac{C_3}{C_2})}{(C_2 - \frac{C_1^2}{C_2}) L} \\ 0 \\ MtB \\ FB + (MFP_A + MFP_B) \frac{C_1(1 - \frac{C_3}{C_2})}{(C_2 - \frac{C_1^2}{C_2}) L} \\ 0 \\ MtB \end{bmatrix}$$

Siendo  $C_4 = (C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}) - \frac{(C_1 - C_1 C_3 / C_2)^2}{C_2 - C_3^2 / C_2}$   
 Por tanto la secuencia de cambios se realiza:

$$C_4 = C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}$$

$$C_1 = C_1 - \frac{C_1 C_3}{C_2}$$

$$C_2 = C_2 - \frac{C_3^2}{C_2}$$

y de nuevo  $C_4 = C_4 - \frac{C_1^2}{C_2}$

Mientras que los cambios del vector de fuerzas se realizan después de cambiados  $C_i$ .

$$FA = FA - (MFP_A + MFP_B) * C_1 / C_2$$

$$FB = FB - (MFP_A + MFP_B) * C_1 / C_2$$

1.5. Descarga

Durante la descarga, los momentos flectores disminuyen y los momentos flectores plásticos aumentan. Por tanto, todas las rótulas plásticas se cierran. Tenemos, sin embargo, que imponer las condiciones de contorno producidas durante la carga, que son los ángulos plásticos y los alargamientos plásticos producidos por las rótulas de flexión y membranales. La matriz de rigidez de la estructura es igual a la inicial; si, por ejemplo, el ángulo plástico girado es ANG (A), el ángulo total del extremo A será  $\varphi_A + \text{ANG (A)}$ ; operamos con el valor ANG (A) conocido, pasándolo al vector de cargas y nos queda

$$\begin{bmatrix} FA - C_1 \frac{EI}{L^2} \text{ANG (A)} \\ MA - C_2 \frac{EI}{L} \text{ANG (A)} \\ MtA \\ FB + C_1 \frac{EI}{L^2} \text{ANG (A)} \\ MB - C_3 \frac{EI}{L} \text{ANG (A)} \\ MtB \end{bmatrix}$$

Es decir, basta con modificar convenientemente los vectores de carga. Para valores de la descarga importantes nos puede aparecer plastificación; por tanto, hay que seguir preguntando por si plastifica de nuevo.

2. DEFINICION DE LAS CARGAS

La plancha va a ser sometida a cargas laterales y a cargas en su plano; la carga lateral podrá ser uniforme o concentrada.

2.1. Carga lateral uniforme

Viene definida por la presión que transmite la plancha que se expresa en las mismas unidades que la tensión de fluencia y el módulo de elasticidad. El programa calcula la parte correspondiente de carga que actúa sobre cada nudo de la estructura.

2.2. Carga lateral concentrada

Viene dada por la carga total aplicada, así como por las dimensiones de la huella; el programa reparte la carga concentrada entre los nudos de manera que el centro de gravedad de ambos sistemas de carga coincidan.

2.3. Carga en el plano

Podemos aplicar la carga axil ya sea combinando dicha carga con la carga lateral o bien realizar dicha carga axil a la plancha deformada, pero sin carga lateral. El efecto de la carga axil se simula en el modelo por medio de un acortamiento o alargamiento de las fibras de la plancha, lo cual corresponde a una carga exterior dada; sin embargo, dicha plancha no es capaz de transmitir el 100 por 100 de dicha carga a menos que se mantenga plana; ello quiere decir que no colabora con toda su área al módulo de la viga buque. El efecto de la carga combinada sobre la formación y desaparición de las rótulas es de gran interés.

3. PLASTIFICACION

3.1. Plastificación por fuerza axil y momento flector combinados

Al alcanzarse en una rebanada la plastificación por fuerza axil y momento flector, tal como se indica en la figura 3, tenemos:

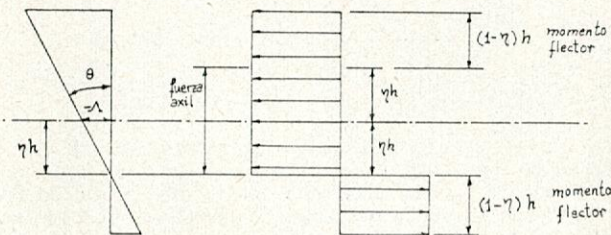


Figura 3.

$$N = 4 bh \sigma_o \eta = N_o \eta$$

$$M = 2b(1-\eta) h \sigma_o [(1-\eta) h + 2 \eta h] = 2bh^2 \sigma_o (1-\eta^2) = M_o(1-\eta^2)$$

$$\left\{ M = M_o \left[ 1 - \left( \frac{N}{N_o} \right)^2 \right] \right.$$

Siendo h el semiespesor de la plancha, b anchura de la rótula,  $N_o$  y  $M_o$  fuerza axil y momento flector que plastifican la sección cuando actúan independientemente. La relación queda dibujada en la figura 4. Esta es la expresión de la plastificación combinada utilizada por el programa.

La extensión en cada fibra viene dada por:

$$\epsilon = - (Z - \eta h) \frac{\Lambda}{\eta h}$$

donde  $\Lambda$  es el alargamiento de la fibra central.

Y el trabajo desarrollado durante la rotación es:

$$T_i = \int_s \sigma \epsilon ds = - \frac{\Lambda}{\eta h} \int_s \sigma z ds + \Lambda$$

$$\int_s \sigma ds = - \frac{\Lambda}{\eta h} M + \Lambda N$$

$$= M \theta + N \Lambda$$

Siendo  $\theta = - \frac{\Lambda}{\eta h}$  el ángulo girado.

Por tanto, en una plastificación combinada en la sección plastificada se produce un giro  $\theta$  y un alargamiento  $\Lambda$ ; ambos valores están relacionados por la condición de

normalidad, que indica que el vector  $(\lambda = \frac{N_o \Lambda}{M_o}, \theta)$  es

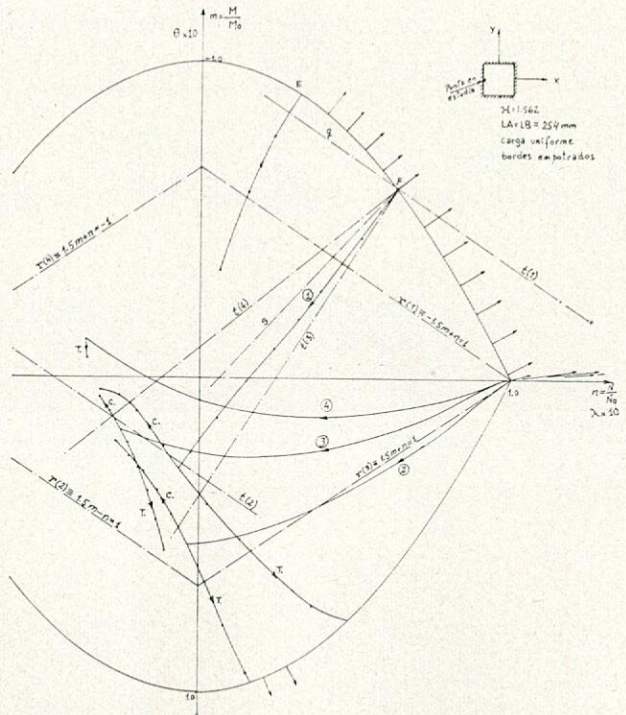


Figura 4.—Diagrama (n, m) y  $(\lambda, \theta)$  de una rótula.

perpendicular a la curva ( $n = N/No, m = M/Mo$ ). Dicha condición es satisfecha por el modelo del programa, como veremos posteriormente.

3.2. Diagrama (n, m)

En la figura 4 podemos ver en el diagrama (n, m) unos ejemplares reales de carga-descarga de la rótula situada en el lado medio de una plancha cuadrada empotrada sometida a carga lateral uniforme. Antes de alcanzar la plastificación de la rótula aparece plastificación en la parte superior de la sección; sin embargo, ello no produce deformaciones permanentes apreciables, ya que la sección continúa absorbiendo la carga; la primera plastificación se forma al cortar a las rectas  $r = \pm 1,5 m \pm n = 1$  en aquel borde, donde  $\sigma$  axial y  $\sigma$  flexión se suman. Una vez alcanzada la plastificación total (punto E) se forma la rótula plástica y al continuar la carga la rótula se desplaza por la curva de plastificación con valores de  $|m|$  decrecientes, están también indicados los vectores  $(\lambda, \theta)$ , mostrándose la normalidad.

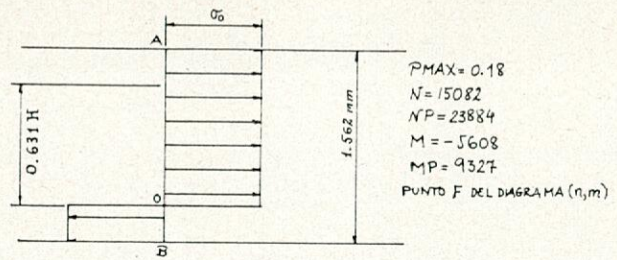


Figura 5 (a).

$P_{MAX} = 0.18$   
 $N = 15082$   
 $NP = 23884$   
 $M = -5608$   
 $MP = 9327$   
 PUNTO F DEL DIAGRAMA (n, m)

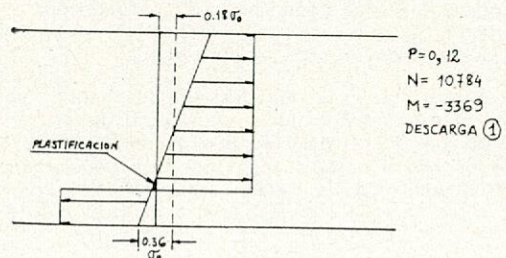


Figura 5 (b).

$P = 0,12$   
 $N = 10784$   
 $M = -3369$   
 DESCARGA (4)

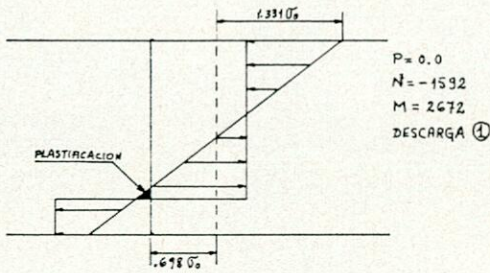


Figura 5 (c).

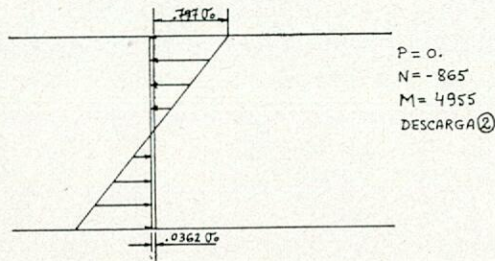
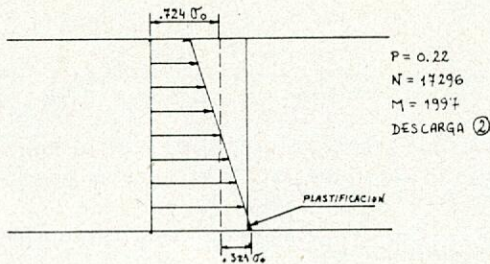


Figura 5 (d).



(Figura 5 (e)).

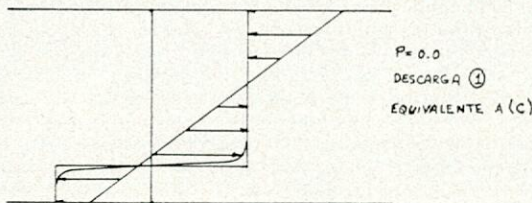


Figura 5 (f).

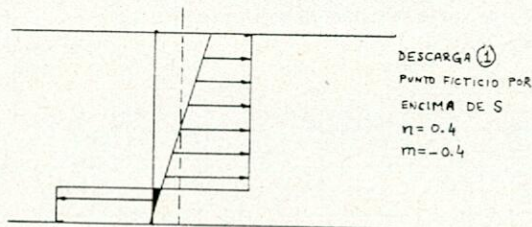


Figura 5 (g).

3.2.1. Descarga (1)

En un punto de la carga (punto F), definido por np, mp, procedemos a descargar la plancha (1), evaluando, si hay plastificación durante la descarga.

Los puntos críticos a estudiar son los puntos superior e inferior, así como el punto de cambio de +σ₀ a -σ₀, indicados por los puntos A, B y O de la figura 5 (a), siendo el más importante el punto O situado a una distancia del centro de la plancha dada por:

$$\eta \frac{\text{ESPESOR}}{2} = np \frac{\text{ESPESOR}}{2}$$

Si trazamos el diagrama de esfuerzos de un punto de la descarga, figura 5.b, vemos que hay plastificación en una zona próxima de O. Esta plastificación ocurre instantáneamente en el momento en que la carga decrece, dicha tensión es:

$$(\eta H/2) = \sigma_0 + \sigma \text{ descarga uniforme}$$

$$+ \sigma \text{ triangular flexión max} \cdot \eta$$

$$\sigma \text{ descarga uniforme} =$$

$$\frac{\text{fuerza axial descargada}}{\text{área}} =$$

$$= \frac{nN_0 - npN_0}{BH} = (n - np) \sigma_0$$

$$\sigma \text{ triangular flexión} =$$

$$\frac{\text{momento flector descargado}}{M \text{ elástico} / \sigma_0} =$$

$$= \frac{(m - mp) MP}{Me / \sigma_0} = (m - mp) \cdot 1,5 \cdot np \cdot \sigma_0$$

$$= \frac{(m - mp) MP}{Me / \sigma_0} np = (m - mp) \cdot 1,5 \cdot np \cdot \sigma_0$$

$$= \frac{(m - mp) MP}{Me / \sigma_0} np = (m - mp) \cdot 1,5 \cdot np \cdot \sigma_0$$

$$= \frac{(m - mp) MP}{Me / \sigma_0} np = (m - mp) \cdot 1,5 \cdot np \cdot \sigma_0$$

$$= \frac{(m - mp) MP}{Me / \sigma_0} np = (m - mp) \cdot 1,5 \cdot np \cdot \sigma_0$$

$$\sigma (\eta H/2) = \sigma_0 (1 + (n - np) + (m - mp) 1,5 np)$$

Para  $(\eta H/2) = \sigma_0$  la ecuación es de una recta S, que, partiendo del punto F, se dirige hacia un punto próximo al origen de coordenadas. Para valores por debajo de S, tales como los de la descarga, tenemos plastificación en el punto O y en una pequeña zona por encima de O, tal como aparece en las figuras 5 (b) ó 5 (c). En cambio si la descarga hubiera sido por encima de S, la plastificación hubiera surgido en O y por encima, tal como se indica en 5 (g), que corresponde a un punto ficticio de la descarga por encima de S. Para que no hubiera plastificación en 0 + ó en 0 -, la descarga debe ir por la recta S. Se puede decir que cuanto más distanciadas estén las descargas de la recta S tendríamos más plastificación.

Para valores de descarga importantes nos puede aparecer plastificación en un borde. El valor de la tensión en el punto A viene dada por:

$$\sigma (A) = \sigma_0 (1 - n - np) - (m - mp) 1,5$$

El punto A se plastifica cuando  $\sigma (A) = -\sigma_0$ ; por tanto, para la descarga (1), que baja desde  $np = 0,6314$   $mp = -0,60126$ :

$$1 + (n - 0,6314) - (m + 0,60126) \cdot 1,5 = -1$$

lo cual nos da la ecuación de una recta t (2):

$$t (2) \equiv 1,5 m - n = 0,4688$$

Como se ve en la figura 4, la descarga (1) corta a la recta t (2) en un punto próximo al final de la descarga.

Del análisis de la descarga estudiada podemos obtener unas conclusiones muy interesantes. En la sección inicial sin tensiones internas aparece la primera plastificación local cuando el punto sale del rombo formado por las rectas r (1). Al salirnos del rombo hemos alcanzado el punto F del diagrama (n, m) y en la descarga nos encontramos con la plastificación contraria del borde A al cruzar la recta t (2) paralela a la recta r (2). Tenemos, por tanto, que sin tensiones internas la sección se mantiene sin plastificación entre r (1) y r (2), mientras que con las tensiones internas la plastificación de A no se produce si nos movemos entre t (2) y la recta t (1) paralela a t (2), que pasa por F. Pues bien, la distancia entre las rectas r (1) y r (2) es igual a la distancia entre las rectas t (1) y t (2); esto es, un invariante de la plastificación, que para flexión pura nos indicaba que si al plastificar la sección alcanzábamos un  $Mp = 1,5 Me$  en la flexión contraria, sólo podíamos alcanzar  $0,5 Me$ , sin que apareciera plastificación; por tanto, la suma de los momentos flectores es siempre 2 Me. Es decir, podíamos pensar que la



naturaleza no nos da nada, sino que lo aprovechamos más en uno de sus lados y menos en el otro.

Sin embargo, el hecho de que la zona de trabajo de la rótula sea un invariante no quiere decir que las cargas que soporta la estructura (sin que la plastificación continúe) lo sea. Así, por ejemplo, para el caso analizado (1) en el ejemplo la zona útil de trabajo sin plastificación cíclica es más del doble de la disponible sin tensiones internas (salvo el punto O, que luego veremos cómo sucede en la realidad). Ello es debido, por un lado, al comportamiento no lineal geométrico de la estructura y, por otra parte, a hacer que trabaje más la plancha por igual.

3.2.2. Análisis práctico de la plastificación en O

Para que la conclusión obtenida arriba sea válida tendríamos que realizar la descarga exactamente por la recta S; sin embargo, no es así por lo siguiente. Nunca se alcanza un cambio brusco de la tensión de +σ<sub>o</sub> a -σ<sub>o</sub>; en la realidad la transición tiene una determinada pendiente y con los bordes redondeados, tal como se representa en la figura 5 (f). Podemos estimar que una sección de espesor H/10 próxima a O no se plastifica debido a la transición suave. Imponiendo que sean esos puntos situados a H/10 de O los que se plastifican, tenemos:

$$t(3) \equiv \sigma(\eta H/2 - H/10) = \sigma_o(1 + (n-np) + (m-mp) 1,5 \xi) = \sigma_o$$

$$t(4) \equiv \sigma(\eta H/2 + H/10) = \sigma_o(-1 - (np-n) + (-mp + m) 1,5 \varphi) = -\sigma_o$$

donde ξ = (np - 1/5) y φ = (np + 1/5),

que para la descarga (1) estas rectas son:

$$t(3) \equiv n + 0,6471 m = 0,2424$$

$$t(4) \equiv n + 1,2471 m = 0,1183$$

Que figuran dibujadas en la figura 4; de esta manera el campo de trabajo sin plastificaciones parciales se ha truncado en el triángulo limitado por las rectas t(i). El hecho de que el área sea mucho menor no implica grandes limitaciones, ya que la descarga está dentro de ese triángulo.

3.2.3. Descargas de rótulas membranales

El análisis de las descargas (2), (3) y (4) parten del punto (1,0), en donde todas las fibras se ven sometidas a la misma tensión. Tenemos, por tanto, que mientras que la descarga se mantenga dentro del rombo r(i) no aparecerá plastificación. La descarga (2) tiene una plastificación muy localizada durante la descarga; así en la figura 5 (e) podemos observar la plastificación correspondiente a un punto situado fuera del rombo r(i). En otras etapas de la descarga más avanzada ya no aparece esa plastificación. En la figura 5 (d) podemos ver el diagrama de tensiones del punto de carga O sin plastificación.

Para los niveles de carga superiores las descargas se encuentran dentro del rombo r(i). Por tanto, no nos aparece plastificación, es decir, su ciclo de histéresis se había cerrado, no apareciendo más plastificación en otros ciclos de carga iguales. Esto tiene gran importancia, ya que nos demuestra el buen comportamiento del Shakedown de la plancha, ya que las deformaciones membranales de mayor carga cierran su ciclo sin plastificaciones parciales durante la descarga.

3.3. Aplicación de la carga axial

En la figura 6 se indican unos ejemplos de carga combi- nadas axiales a la plancha deformada, observándose que en varias ocasiones se vuelven a plastificar las rótulas. Por tanto, no se ha producido todavía el Shakedown para esas cargas.

En la figura 6 se indican unos ejemplos de carga combinada, axial y lateral en el diagrama (n, m). El compor-

tamiento es muy distinto para la rótula 5, situada en medio del lado en donde se aplica la carga axial de la rótula 6 del otro lado, así como que sea tracción o compresión. Las cargas exteriores aplicadas son 30, 60, 90, 110 y 150 N/mm.

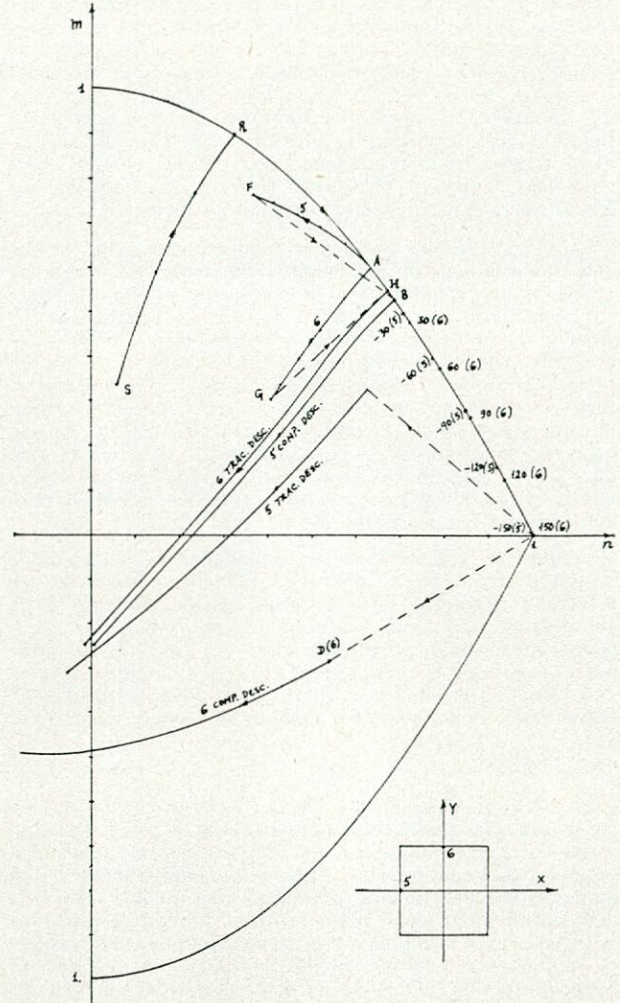


Figura 6.—Diagrama de tracción y compresión en PMAX.

3.4. Influencia de otras tensiones en la plastificación

Tanto la fuerza cortante como el momento torsor producen unas tensiones tangenciales que no afectan prácticamente la plastificación de la rebanada. Por tanto, dichos factores se desprecian.

En lo que respecta a la plastificación por tensiones bidireccionales, que se podría aplicar a la plastificación del nudo, suponemos que no iteracionan, lo cual equivale a suponer el criterio de plastificación del cuadrado.

4. PROGRAMA DE ORDENADOR

El programa consta del programa principal MAIN y de seis subrutinas, denominadas FUEC, CHANG, STIFF, SIMO, AXIAL e HINGE. A continuación describimos el comportamiento de cada una de ellas.

4.1. MAIN

En MAIN se realiza la lectura de la entrada de datos. Son posibles diversas variantes en el estudio indicadas a continuación:

- ELASTICIDAD DEL CONTORNO EN EL PLANO.
- CONDICIONES DE CONTORNO.
- TIPO DE CARGA LATERAL.
- TIPO DE CARGA EN EL PLANO.

- TIPO DE SALIDA DE DATOS.
- TIPO DE ITERACION.
- ACCION DE LA FUERZA CORTANTE.

A continuación se inicializan los valores y comienza el cálculo, llamándose a las subrutinas FUEC, CHANG, STIFF, SIMQ y AXIAL, repitiéndose las llamadas por ese orden hasta que el punto obtenido es correcto, y se pasa a la subrutina HINGE, que computa los momentos flectores y ángulos de las rótulas. De nuevo en MAIN el programa compara los momentos flectores con los momentos flectores que producen la plastificación. Cuando se forman nuevas rótulas plásticas, se retorna a FUEC para encontrar el nuevo equilibrio. Cuando el punto es correcto, se puede ya escribir los datos de salida.

La carga lateral continúa aumentándose  $p$  hasta que éste alcanza uno de los valores máximos, en donde se aplica la carga combinada lateral y en el plano, o bien se inicia la descarga cerrándose todas las rótulas de flexión y membranales. En el valor de carga máxima se guardan todos los parámetros de la plancha, a fin de poder continuar la carga en donde se había dejado. Al final del proceso de descarga pueden aparecer inestabilidades, avisándolo el programa con un ALERTA. En ese caso hay que estudiar el caso por ver si el punto es válido o no. Al alcanzar la carga lateral mínima podemos aplicar la carga en el plano o bien retornar a PMAX para continuar la carga lateral.

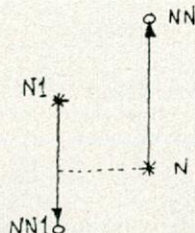
Cuando se aplica la carga combinada, es decir, carga lateral y carga en el plano, el comportamiento de las rótulas depende de que la carga sea de tracción o de compresión. La carga en el plano se realiza en cinco pasos, hasta alcanzar la carga final. En caso de ser compresión pueden formarse inestabilidades debidas al pandeo, siendo en algunos casos soluciones erróneas. En el capítulo 7 se analizan algunos de estos casos.

#### 4.2. FUEC

En FUEC se calculan las fuerzas exteriores, que actúan en la plancha, las cuales dependen de si es carga uniforme o concentrada. En esta subrutina se realiza el proceso de convergencia. Siendo los coeficientes de la matriz de rigidez función de las fuerzas axiales, tenemos que entrar con unas fuerzas axiales, mientras que las fuerzas axiales resultados no tienen por qué ser igual a las de partida; ello nos obliga a realizar un proceso de iteración hasta que unas y otras coincidan dentro de los márgenes de aproximación (indicado en AXIAL).

El proceso de convergencia se realiza basado en la media, al calcular el siguiente paso de la iteración como la media de los valores utilizados en el paso anterior.

Sin embargo, esto no es suficiente, y al aplicar cargas de compresión se producen alternancias debido a que pequeñísimas variaciones de las fuerzas axiales de partida daban fuerzas axiales resultados muy distintas. El proceso de convergencia se modificó, denominándose el proceso por acotaciones, en donde se utiliza la media en los cinco primeros pasos y luego se analiza la alternancia:



Entonces podemos predecir que el resultado final se encuentra entre  $N1$  y  $N$ , efectuándose la media entre estos dos valores en el paso siguiente. Al valor de  $N1$  se le denomina NALT y se realizan las aproximaciones con la media con ese valor hasta que se vuelve a producir otra alternancia.

A fin de romper con una posible asíntota, cada seis pasos sin alternancia se realiza un paso, en donde se vuelve a la media inicial.

Por último, en FUEC se modifican las fuerzas exteriores para tener en cuenta la influencia de las rótulas plásticas cerradas en la matriz de cargas durante la descarga.

#### 4.3. CHANG

Esta subrutina realiza los cambios de la matriz de rigidez y del vector de cargas debidos a las rótulas plásticas en plastificación. Esta subrutina sólo se llama durante la plastificación.

#### 4.4. STIFF

Esta subrutina genera los elementos de la matriz de rigidez de la estructura partiendo de los coeficientes  $C(J, I)$  y de las características de las barras.

#### 4.5. SIMQ

SIMQ es una subrutina de IBM, que resuelve una ecuación matricial, partiendo de la matriz de rigideces  $[K]$  y el vector de cargas  $[F]$  obtiene el vector de desplazamientos, también denominado  $F$ :

$$[F] = [K] \cdot [F]$$

De esta manera, el vector  $F$  es antes de SIMQ el vector de fuerzas y después de SIMQ representa los desplazamientos de los nudos.

#### 4.6. AXIAL

En esta subrutina se calculan las fuerzas axiales o membranales de la estructura. En estos valores intervienen los desplazamientos y los alargamientos de las rótulas de flexión (EXT), debidos a la condición de normalidad y los alargamientos de las rótulas membranales (STRET), así como a los desplazamientos del contorno debidos a la elasticidad del mismo (DELTA) y las acciones exteriores de tracción o compresión (EXTEN).

También se realiza la convergencia del punto comparando los valores de partida y llegada y determinando cuándo el punto ha convergido. Se admite una diferencia del 5 por 100; si bien cuando dicha diferencia es muy pequeña ( $< 0.0001$  NP) se considera el punto aceptable.

Cuando el punto ha sido considerado correcto hay que revisar si se han formado nuevas rótulas membranales, en cuyo caso hay que volver a iterar disponiendo la fuerza axial de esa barra igual a la fuerza axial plástica.

#### 4.7. HINGE

En HINGE se calculan los momentos flectores de la estructura, así como los momentos flectores que producen la plastificación. Esta subrutina sólo se llama una vez, que AXIAL ha dado el punto por bueno y no hay rótulas membranales nuevas. Los momentos flectores obtenidos son corregidos cuando hay plastificación y se calculan los ángulos de las rótulas plásticas y los alargamientos producidos por la condición de normalidad.

Por último, HINGE calcula los momentos flectores durante la descarga, teniendo en cuenta los ángulos que giraron dichas rótulas.

#### 4.8. Proceso de resolución de las no-linealidades

El proceso de resolución se realiza con corrección de las fuerzas axiales en cada paso, que corresponde a la no-linealidad geométrica. La no-linealidad material se resuelve paso a paso utilizando los parámetros plásticos correspondientes al paso anterior; en caso de aparecer una nueva rótula se repite ese punto a fin de que no tengamos momentos flectores o fuerzas axiales mayores que las plásticas.

En la zona elástica podemos obtener el punto correcto realizando la carga de golpe, pero en la zona plástica conviene realizar la carga con un incremento de carga pequeño a fin de no distorsionar la respuesta.

#### 4.9. Datos de entrada

Para cada corrida son necesarias cuatro tarjetas, numeradas en la segunda columna por 1, 2, 3, 4, respectivamente. La primera de dichas tarjetas es meramente descriptiva, figurando en la columna 4 el tipo de datos de salida que se pretende conseguir. Este es el INDICE DE ESCRITURA IESC.

Cuando se deja en blanco, los datos de salida son reducidos, dándose los desplazamientos y ángulos, así como las rótulas plásticas.

Cuando IESC = 1, entonces tenemos salida de datos completa, escribiendo el ordenador en cada paso de carga los valores de los momentos flectores M, los momentos flectores plásticos MFP, los momentos plásticos MP, las fuerzas axiales finales NN, las fuerzas axiales plásticas NP, los ángulos girados por las rótulas plásticas ANG, los alargamientos producidos por las rótulas plásticas EXT y los alargamientos producidos por las fuerzas axiales plásticas STRET.

Cuando IESC = 2, la salida de datos es muy reducida, limitándose a dar la deformación central de cada paso de carga y la carga correspondiente.

En las columnas 7-24 figurará el NOMBRE DEL BUQUE. Las columnas 25-44 son para realizar una DESCRIPCION DE LA PLANCHA, esto es, la zona del buque a la que corresponde dicha plancha, y en columnas 45-64 se realiza la descripción del TIPO DE REFORZADO, pudiendo ser transversal o longitudinal.

La segunda tarjeta con un 2 en la segunda columna corresponde a los datos de descripción de la plancha, dimensiones, condiciones de contorno, características del material y si hay aplicación de carga axial o no. En las columnas 3-12 figura el espesor H; en las columnas 13-22, la dimensión en sentido proa-popa, es decir, el espaciado de los elementos transversales del buque LA; en esta dimensión es donde se va a producir las fuerzas de Tracción-Compresión causadas por el quebranto o arrufo del buque. En las columnas 23-32, la dimensión en manga LB. En la columna 37 figura el índice de condiciones de contorno ISSE, para bordes perfectamente empotrados ISSE=2 y para bordes simplemente apoyados ISSE = 1. En la columna 42 figura el índice ITL INDEX TYPE OF LOAD, cuando ITL = 2 la carga aplicada es uniforme y cuando ITL = 1 es carga aplicada en el centro. En la columna 47 figura el índice IEP para aplicación de la carga axial, si IEP = 0 la carga axial se aplica cuando la carga lateral es máxima (P = P<sub>MAX</sub>), si IEP = 2 se aplica cuando la carga es mínima (P = P<sub>MIN</sub>) y si IEP = 4 no hay carga axial aplicada. En las columnas 48-57 figura el límite elástico YIELD, y en las columnas 58-67 figura el módulo de Young E. En las columnas 68-73 y 74-80 figuran las dimensiones de la carga local HUX y HUY, cuando es uniforme se dejan en blanco.

La tarjeta tercera, con un 3 en la segunda columna, define la carga realizada, definiendo en columnas 3-17 CARGA INICIAL P, columnas 18-32 CARGA MAXIMA P<sub>MAX</sub>, columnas 33-47 CARGA MINIMA P<sub>MIN</sub>, columnas 48-62 INCREMENTO DE CARGA PIN, en columnas 63-70 el valor máximo de carga axial aplicado SIGMF, valor que se aplica en cinco etapas de carga SIGMF positivo significa compresión. En columna 71-72 NDES o número de descargas que realizamos durante el proceso de carga. En la columna 76 INIT o índice de iteración cuando vale 1, la iteración se realiza paso a paso sin corrección de equilibrio, no es conveniente utilizarlo, ya que da lugar a alternancias (ver proceso de convergencia); por tanto, la columna 76 se dejará normalmente en blanco y entonces la iteración se realiza con corrección de equilibrio.

La tarjeta cuarta, con un 4 en la segunda columna, define las condiciones elásticas del contorno. En la columna 5 figura ICCO (índice condiciones de contorno en

el plano); si se deja en blanco no hay desplazamientos en el plano, y si se pone un 1 entonces sí hay desplazamientos. De las columnas 6 a 20 figura ARXA (área del refuerzo en la dirección X o LA), y en las columnas 21 a 35 figura ARYB (área del refuerzo en la dirección Y o LB), cuando sólo se considera uno de los dos desplazamientos el otro se dejará en blanco; cuando el contorno es rígido, ARXA y ARYB se dejan en blanco, así como ICCO.

Los FORMAT de las tarjetas de entrada son los siguientes:

Tarjeta 1 FORMAT (1X, I1, 1X, I1, 2X, 18A4).

Tarjeta 2 FORMAT (1X, I1, 3F10.5, 3I5, 2F10.2, 2F6.1).

Tarjeta 3 FORMAT (1X, I1, 4F15.4, 1F8.2, I2, 3X, I1, IX, I1).

Tarjeta 4 FORMAT (1X, I1, 2X, I1, 2F15.4).

Los grupos de tarjetas 1, 2, 3 y 4 se repiten hasta un máximo de 100 casos; al final de los casos se introduce la tarjeta 5, en donde figura un 5 en la segunda columna, dando por terminados los casos.

Si la ordenación de tarjetas no es la adecuada, el programa detecta el error y para el proceso.

#### 4.10. Datos de salida

Como ya se ha indicado anteriormente, se dispone de tres tipos de datos de salida, a fin de no complicar la salida en exceso cuando no sea necesario. Los datos de salida que nos pueden interesar en cada punto de la carga son DESPLAZAMIENTOS, ANGULOS DE LAS ROTULAS ANG, ALARGAMIENTOS DE LAS ROTULAS DE FLEXION EXT, ALARGAMIENTOS DE LAS ROTULAS MEMBRANALES STRET, MOMENTOS FLECTORES M, MOMENTOS FLECTORES PLASTICOS MFP, FUERZAS MEMBRANALES N y FUERZAS MEMBRANALES PLASTICAS NP.

En todos los casos se escribe un cabecero con la descripción de los datos de entrada, así como sus valores; a continuación se describen las características de la corrida, de acuerdo con los índices. La tarjeta cuarta sólo se indica cuando hay elasticidad del contorno.

En función del índice de escritura IESC tenemos los tres tipos de salida.

##### 4.10.1. Salida completa IESC = 1

El ejemplo 1 del Apéndice es un caso de salida de datos completa; en cada paso de la carga se escribe la carga, los desplazamientos y ángulos de los nudos, así como los momentos flectores, fuerzas axiales, ángulos plásticos y alargamientos de las rótulas plásticas.

La salida de los desplazamientos y ángulos se realiza según el orden interno, tal como se describe en la figura 1 F(I), I = 1,8, siendo, por tanto, el tercer valor el desplazamiento central (máximo) de la plancha F(3).

A continuación se describen las características de todas las rótulas plásticas numeradas de acuerdo con el orden dado en la figura 1. Se analizan un total de 12 puntos de posible formación de rótulas.

Si las condiciones de contorno son bordes apoyados, los ángulos girados por las barras en el contorno se indican también como ANG, dado que no habría giros plásticos no hay alargamientos EXT; estas rótulas son la 5, 6, 11 y 12.

##### 4.10.2. Salida reducida IESC = 0

El ejemplo 2 del Apéndice es un caso con salida de datos reducida; con esta salida se indican los desplazamientos y ángulos igual a los de la salida completa.

La diferencia con la salida de datos completa es que en cada paso de carga sólo se dan los ángulos de las rótulas, escribiéndose los 12 valores de ángulos en una línea.

Cuando se inicia la deformación plástica, el programa lo avisa, aunque se podría averiguar viendo los valores de las rótulas (el primer valor distinto de cero que no sea el 5, 6, 11 ó 12 cuando es plancha apoyada).

4.10.3. Salida muy reducida IESC = 1

El ejemplo 3 del Apéndice es con salida de datos muy reducida; con este formato de salida únicamente se dan las cargas laterales y el desplazamiento máximo (central) correspondiente. Los puntos de carga se dan siete puntos por línea, estando arriba el valor de la carga lateral y debajo el desplazamiento. Dado que no se dan las rótulas, el programa da la aplicación de la carga que produce la primera plastificación.

4.10.4. Salida de la carga en el plano

La salida de la aplicación de la carga axial o en el plano (Tracción, compresión) viene indicado como un punto más de carga, donde se añaden los valores de la carga axial aplicada y la carga que realmente la plancha transmite, así como la efectividad o relación de ambas. El ejemplo 2 del Apéndice es un caso de carga axial en PMIN y se indican dichos valores para las cargas de compresión de 30, 60, 90, 120 y 150 N/mm<sup>2</sup> con carga lateral 0.

Cuando la salida de datos es muy reducida, los valores de la efectividad vienen dados aparte de los valores ( $\delta, P$ ).

5. COMPARACIONES. ANALISIS DE METODOS DE ESCANTILLONADO

El método numérico ha sido comparado con diversas soluciones, tanto experimentales como teóricas cuando éstas existen, así como con otro método numérico.

5.1. Comparación con soluciones teóricas

Para el caso de plancha alargada, el método ha sido comparado con la solución elástica de Boobnov, descrita

por Timoschenko y Woinowsky-Krieger para la plancha con bordes apoyados y la solución dada por Timoschenko con bordes empotrados, siendo los resultados muy similares, tanto en desplazamientos como en esfuerzos.

Para el caso de plancha rectangular empotrada, la solución del método numérico ha sido comparada con las soluciones elásticas de Way (resuelta numéricamente por Timoschenko) y la solución de Hooke, siendo la solución del método numérico menos rígida, lo cual conduce a resultados más próximos a los valores experimentales. En la figura 7 se indica una comparación con los resultados de Way y Hooke en forma adimensionalizada. La comparación de esfuerzos resulta también muy aceptable.

Para una plancha rectangular apoyada en el campo elástico, la solución del método numérico fue comparada con la solución de Föppl, siendo resultados muy similares.

5.2. Comparación con resultados experimentales

Hooke y Rawling analizaron con gran detalle una familia de planchas rectangulares empotradas sometidas a presión lateral uniforme. Esos resultados de las 18 planchas fue comparado con el modelo, obteniendo las siguientes conclusiones:

- La solución numérica predice desplazamientos ligeramente menores que los experimentales; esto es debido a la mayor rigidez del modelo y a la imposibilidad de mantener las condiciones de contorno en los ensayos experimentales. Sin embargo, la solución numérica en la fase elástica se aproxima más a los valores experimentales que la solución numérica.
- La primera plastificación de la plancha se obtiene con una gran aproximación. Las deformaciones permanentes son también predecidas satisfactoriamente.
- La influencia de la elasticidad del contorno bajo la acción de las cargas membranales será discutida más adelante.

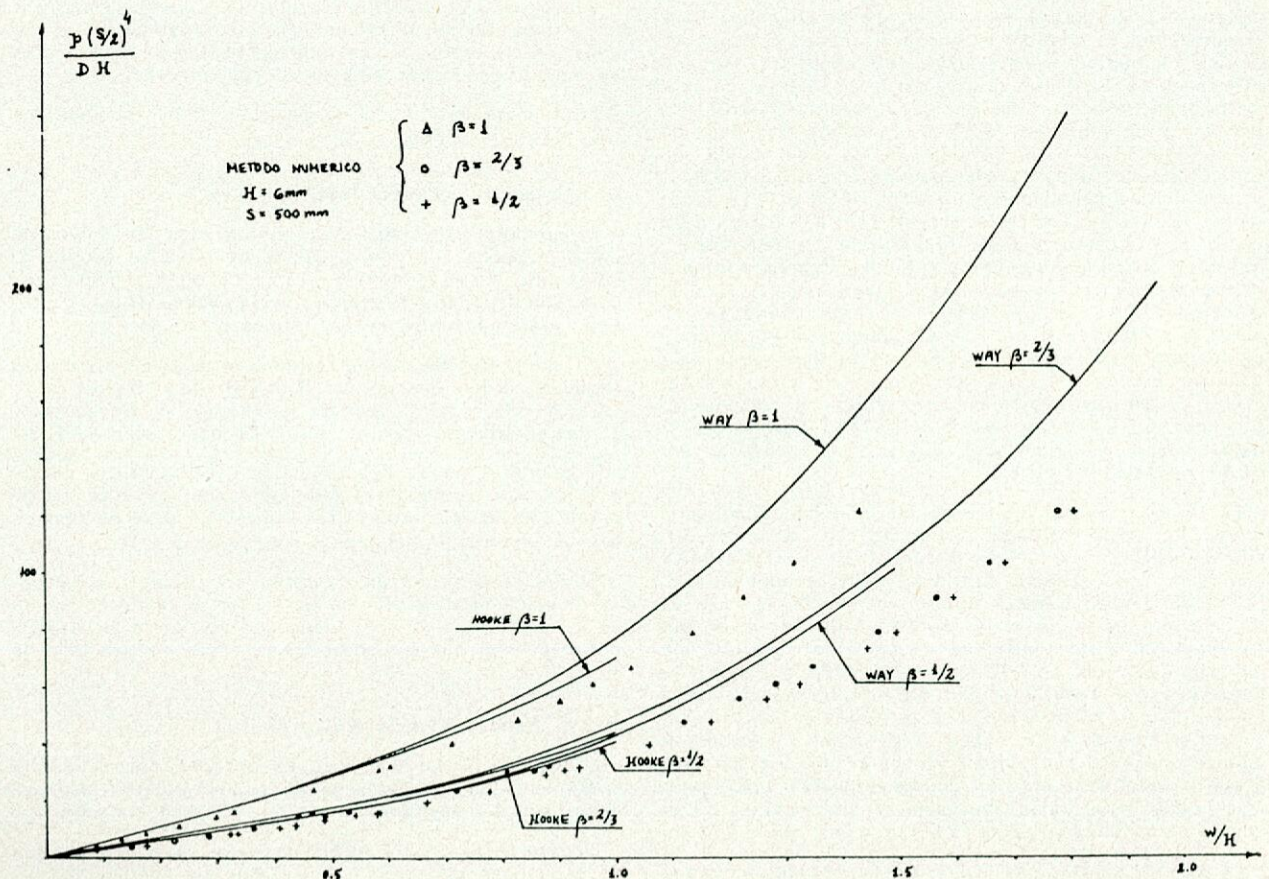


Figura 7.—Comparación con resultados analíticos. S. Way y R. Hooke. Bordes empotrados.

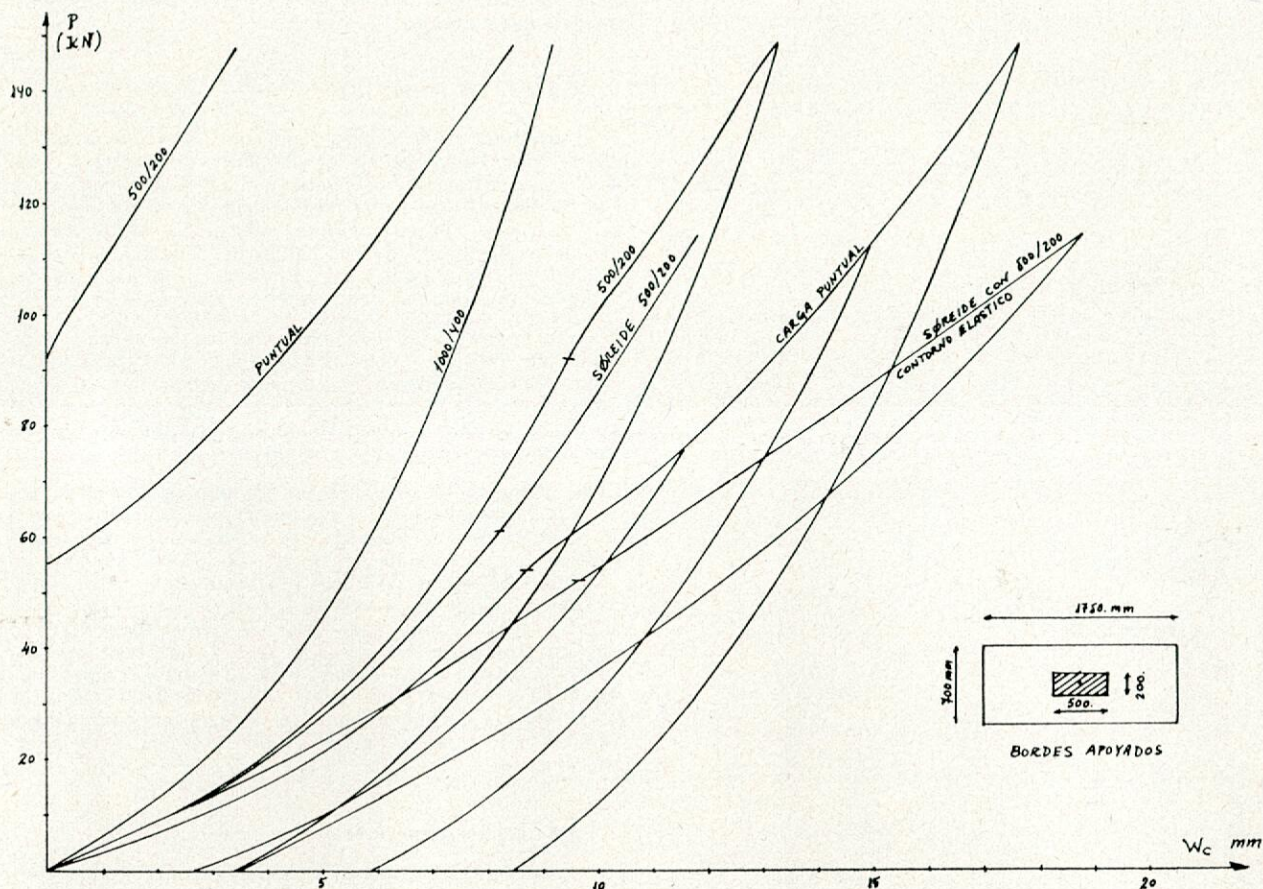


Figura 8.

5.3. Comparación con otros métodos numéricos

Søreide, Amdahl y Kavlie analizaron por medio de los elementos finitos en el campo elastoplástico una plancha rectangular, sometida a carga lateral concentrada. La misma plancha fue corrida utilizando el método numérico expuesto en este trabajo, siendo las diferencias en desplazamientos muy pequeñas. En cambio, la primera plastificación es obtenida con diferencias apreciables; sin embargo, consideramos que la primera plastificación de Søreide se refiere a plastificación en el extremo y no a formación de rótula, debido a eso la tendencia de la curva no se altera hasta que se alcanza una carga mucho mayor. Desafortunadamente Søreide no da valores de deformación permanente. En la figura 8 se indica la comparación de ambos métodos. El procedimiento numérico desarrollado tiene la ventaja de un menor costo de trabajo.

5.4. Análisis de métodos de escantillado. Carga lateral uniforme

Existen dos casos muy característicos de escantillado de elementos de plancha sometidos a carga lateral; éstos son tanques y mamparos estancos; en el primer caso la carga se aplica repetidamente, mientras que en el segundo la aplicación es muy circunstancial.

En la figura 9 vemos un diagrama de carga-desplazamientos de un grupo de planchas empotradas con espaciados entre 300 y 900 mm y espesores de 2 a 12 mm, con una relación de lados de 1/3. En dicha figura están representados los puntos de funcionamiento de esas planchas como mamparo y como tanque, donde se han tenido en cuenta los márgenes de corrosión de 2,54 mm como tanque y 3,05 mm como mamparo. El margen de seguridad en metros respecto a la plastificación se puede expresar para los tanques como:

Altura de carga de margen = Altura de carga de escantillado  $\times 0,213 + 3,5$ .

El comportamiento de la plancha como mamparo es muy próximo al punto de plastificación.

5.5. Análisis de métodos de escantillado. Carga lateral concentrada

Las condiciones de contorno de la plancha con carga concentrada está muy próxima a la plancha apoyada al no poder aplicar condiciones de simetría en los bordes. En la figura 10 se describe el comportamiento de un conjunto de planchas con espaciados 300, 500, 700 y 900 mm y espesores 6, 8, 10 y 12 mm sometidos a una carga concentrada con huella menor 100 y 200 mm. La huella se considera con la misma relación de lados que la plancha 1/3. Del análisis de esta figura podemos sacar las siguientes conclusiones:

- 1.º Al aumentar el espaciado de los refuerzos la carga de plastificación se mantiene bastante uniforme; esto confirma el hecho de que no aparezca el espaciado en las expresiones de escantillón necesario.
- 2.º La influencia del tamaño de la huella sobre la respuesta de la plancha es mucho mayor que la que se refleja en las expresiones de escantillado.
- 3.º Los desplazamientos en que se produce la plastificación crecen con el espaciado más que linealmente. La carga admisible no debe de ser una función única de la carga de plastificación, sino introducir también un desplazamiento admisible.
- 4.º Para un espaciado dado, los desplazamientos en que se produce la plastificación aumentan al disminuir el espesor. Para un espaciado y espesor dados, al aumentar la huella aumenta la flecha en que se produce la plastificación.
- 5.º Los puntos de funcionamiento se encuentran aproximadamente en una misma línea de desplazamiento.

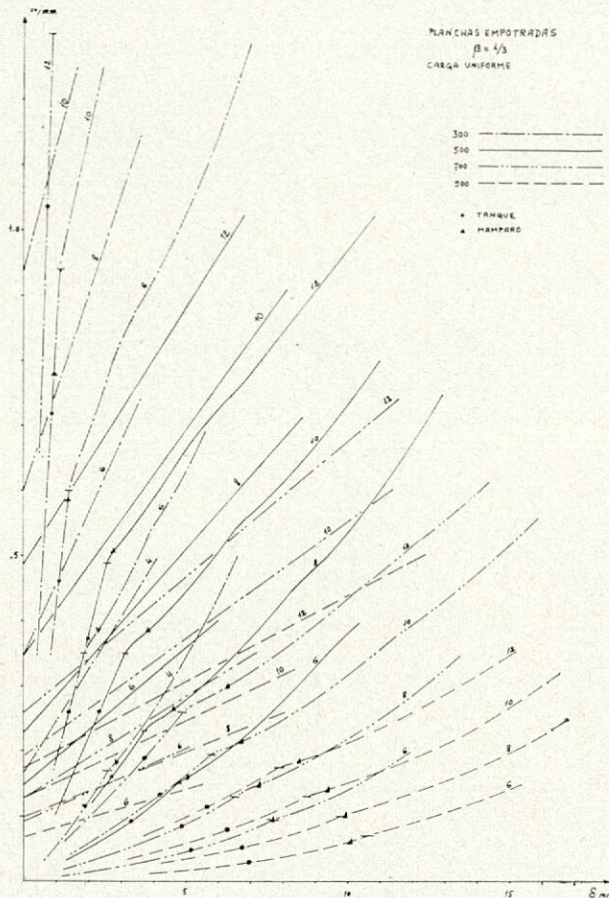


Figura 9.

tos casi independientemente del espesor de la huella.

- 6.º Los coeficientes de seguridad frente a la carga de plastificación utilizados son mayores que los utilizados para planchas de tanques.

A la vista de esto se propone un criterio de escantillonado, basado en que la carga admisible es la menor de las siguientes cargas:

- El 60 por 100 de la carga que produce la primera plastificación.
- La carga que produce un desplazamiento igual al 1 por 100 del espaciado.

En la figura 11 se indica la influencia que tiene las dimensiones de la huella en la carga de plastificación respecto a la carga uniforme para una plancha de dimensiones  $1.750 \times 700$  y 11,5 mm de espesor.

## 6. CONDICIONES DE CONTORNO ELASTICAS

Los movimientos axiales del contorno debidos a la acción de las fuerzas membranales tienen una gran influencia en la respuesta no-lineal de la plancha (N. Jones). Estas fuerzas membranales tienden a aproximar los bordes, reduciéndose, por tanto, dichas fuerzas y la rigidez no-lineal de la plancha.

Podemos suponer que la acción de la carga membranal se ve contrarrestada por la rigidez de los refuerzos del contorno, que al presentar un área a la compresión evitan que los bordes se acerquen, lo cual correspondería a bordes libres. En la figura 12 se indica un análisis de un ensayo realizado por el Royal Naval College, donde se ha introducido el área de los refuerzos. La aproximación obtenida con el modelo es muy grande, lo cual nos indica que las diferencias con los resultados experimen-

tales pueden ser debidas en su mayor parte a la elasticidad del contorno.

## 7. CARGA EN EL PLANO

El programa ha sido preparado para introducir la acción de la viga buque sobre el elemento de plancha; esta acción se refleja en una variación de la distancia entre los bordes de la plancha correspondiente a esa parte de la viga buque. Ello nos permite conocer no sólo el aumento de las flechas y de los esfuerzos debido a la combinación de las cargas, sino también la eficacia de la plancha trabajando a compresión o tracción.

En la figura 13 se indica un ejemplo de carga combinada; se trata de una plancha delgada empotrada, reforzada transversalmente; la carga de pandeo no es alcanzada, aunque la carga exterior aplicada sí sobrepasa a la carga de pandeo. La efectividad cae bruscamente con la carga lateral y la de compresión.

En la figura 14 se indica un ejemplo de planchas con reforzado transversal y longitudinal que corresponden a la cubierta de un buque de 150 m de eslora; se ha dispuesto una corrosión de un 15 por 100, quedando la plancha longitudinal de 8 mm y la transversal de 10,2 mm. La carga lateral es la norma: 2,9 m de altura, que equivale a  $0,02 \text{ N/mm}^2$ , que produce unos esfuerzos de flexión muy pequeños, igual a  $32,5 \text{ N/mm}^2$  para la plancha transversal y  $52,7 \text{ N/mm}^2$  para la plancha longitudinal, siendo los bordes empotrados. Al combinar la carga lateral con la de compresión el comportamiento difiere notablemente con el tipo de reforzado y las condiciones de contorno.

### 7.1. Reforzado transversal

La plancha transversal empotrada comienza siendo efectiva totalmente, y para valores grandes de la carga en el plano la efectividad comienza a disminuir poco a poco; la plancha cruza la tensión máxima de trabajo  $160 \text{ N/mm}^2$  y se acerca a la tensión de pandeo teórica  $219 \text{ N/mm}^2$ ; antes de que ello suceda comienza la plastificación de la plancha.

La plancha transversal apoyada presenta una efectividad mucho menor que la apoyada. En este caso obtenemos valores de carga efectiva mayor que la crítica teórica, lo cual es debido a la resistencia postcrítica.

### 7.2. Reforzado longitudinal

La eficacia de este tipo de refuerzo es muy grande: a una carga exterior dada la plancha absorbe esa carga casi totalmente. El modo de pandeo es el de una sola abolladura, sino que se forman tres abolladuras, lo cual es la solución teórica para la relación entre lados entre  $1/\sqrt{6}$  y  $1/\sqrt{12}$ . Siendo esa la relación entre lados de las planchas navales normalmente, el modelo se ajusta muy bien.

La plancha longitudinal empotrada presenta una deformada en un amplio intervalo de carga con un desplazamiento constante en la zona central, tal como se ve en la figura 15 para  $112 \text{ N/mm}^2$ ; esta zona plana para cargas mayores sufre un pandeo, apareciendo más abolladuras (fig. 16). Antes de alcanzar la carga crítica teórica de pandeo surge la plastificación. Para cargas mayores, la plancha tenderá a tener un cambio de signo de los desplazamientos de los puntos A y B indicados en la figura 16, siendo la carga lateral la que fuerza que el pandeo sea como es y que corresponde a una efectividad mayor.

La plancha longitudinal apoyada no presenta la zona plana y luego el aumento de las abolladuras, sino que surgen rápidamente (fig. 14) para una carga ( $144 \text{ N/mm}^2$ ) mayor que la de pandeo teórica nos surge una convergencia correspondiente a una sola abolladura, lo cual es una solución inestable, correspondiente a un aumento de eficacia. La plancha en ese punto soporta una carga de

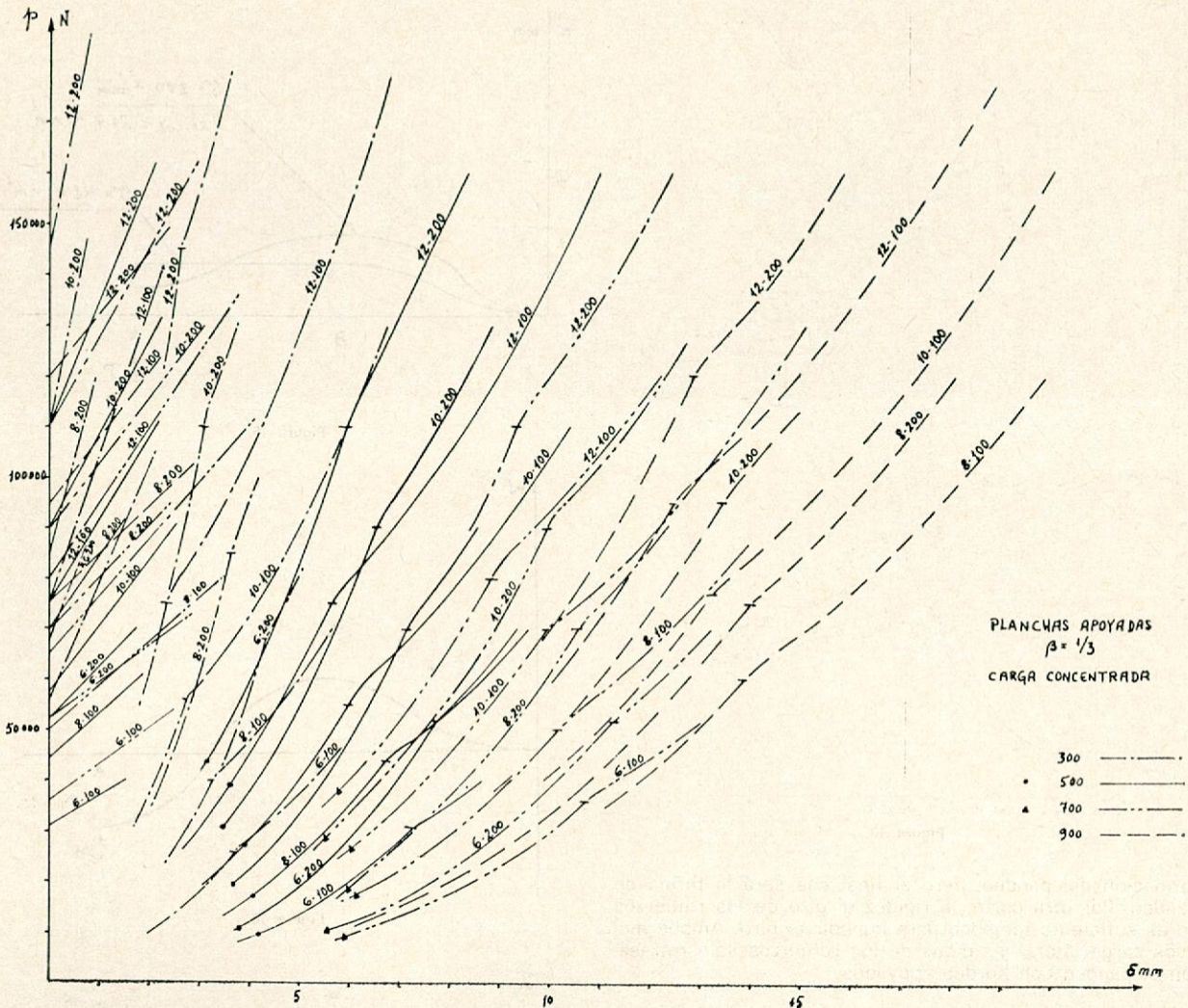


Figura 10.

compresión superior a la teórica, pero a un pequeño desequilibrio pandearía con tres abolladuras y con menos eficacia.

7.3. Resistencia postcrítica

Siendo la resistencia postcrítica importante en el reforzado longitudinal de placas delgadas, se ha analizado una placa delgada con bordes apoyados indicada en la figura 17. La tensión crítica teórica es de 74,28 N/mm<sup>2</sup> y la carga de agotamiento, de acuerdo con las normas americanas, es 154 N/mm<sup>2</sup>. En la figura 17 está indicado el esquema de carga. Para cargas próximas a la teórica de pandeo, la placa pandeo con tres abolladuras; encontramos el punto de tensión 96 N/mm<sup>2</sup> superior a la teórica de pandeo. Para cargas superiores, la solución encontrada presenta primero un cambio de sentido del pandeo (curva 3 de la fig. 18), que es una tendencia

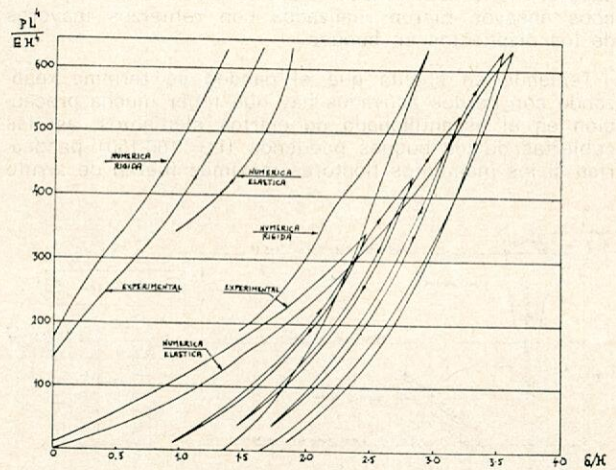


Figura 12.

de la placa casi igual de correcta que la inicial; posteriormente la placa vuelve a una sola abolladura, lo cual es una solución inestable. La última carga en el plano válida es de 142 N/mm<sup>2</sup> próxima a la de agotamiento.

7.4. Condiciones reales de contorno

Según indica Bleich, es necesario una carga lateral muy grande para hacer que una placa pandee con bordes apoyados; la acción de dicha carga lateral retrasa la

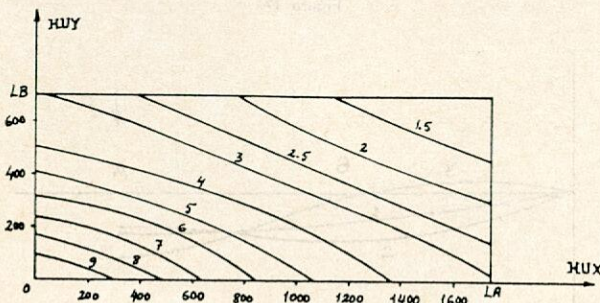


Figura 11.

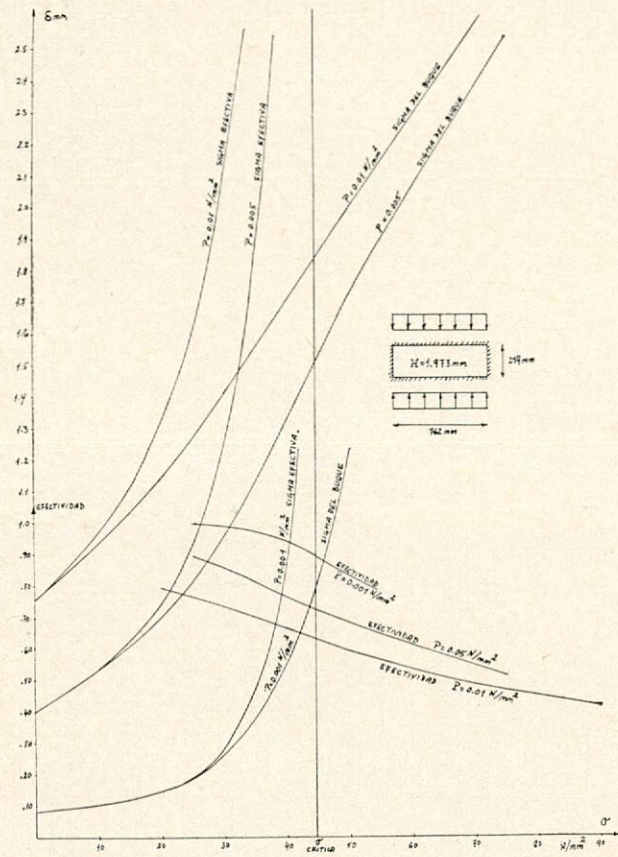


Figura 13.

formación del pandeo, pero al final ésa será la forma de pandeo. Por otra parte, la rigidez al giro de los refuerzos no es suficiente tampoco para impedir el giro. Ambos motivos carga lateral y rígidos de los refuerzos sólo retrasarán el pandeo con bordes apoyados.

Muckle indica que la expresión de Nontgomerie para pandeo con reforzado transversal basado en resultados experimentales da resultados optimistas, debido a que dichos ensayos fueron realizados con refuerzos mayores de los dispuestos en buques.

Teniendo en cuenta que el pandeo se termina realizando con bordes apoyados hay que tener mucha precaución en el escantillado de ciertos elementos, así las cubiertas de los buques pequeños ( $L = 100-150$ ) pandearían si los momentos flectores máximos fueran de arrufo

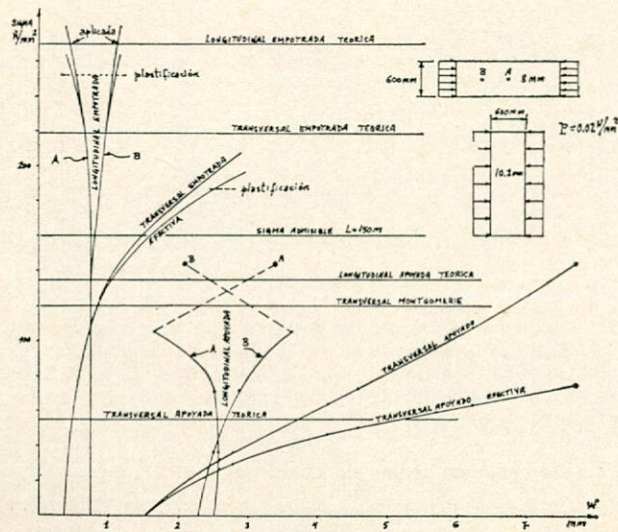


Figura 14.

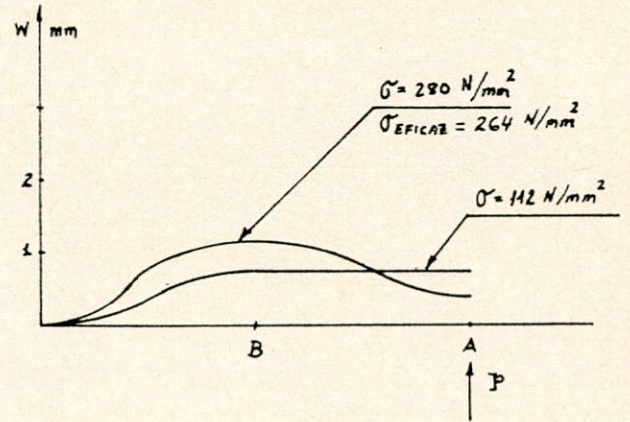


Figura 15.

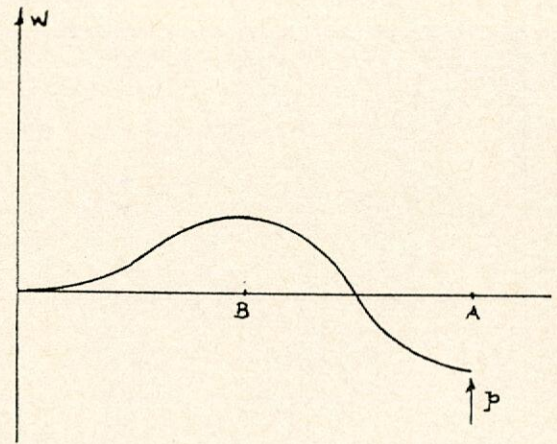


Figura 16.

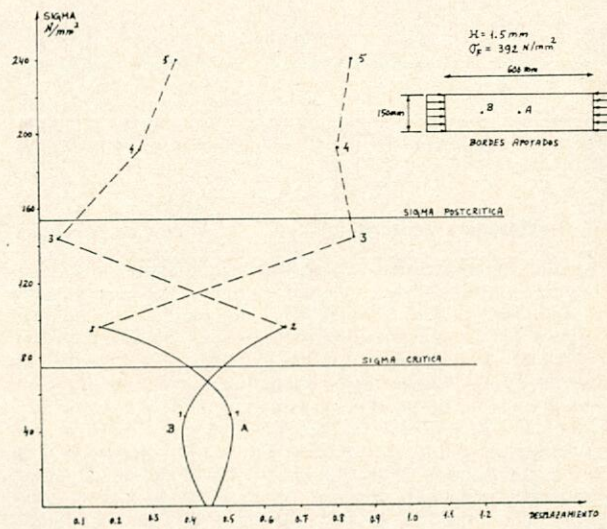


Figura 17.

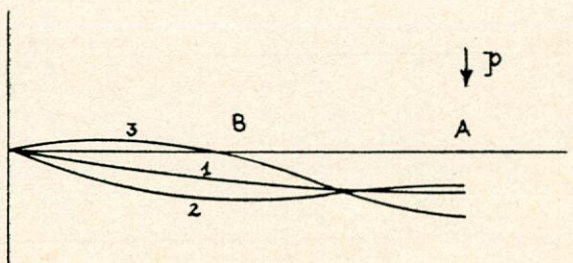


Figura 18.



en lugar de quebranto. Con la ayuda de este programa podemos evaluar la efectividad de las planchas y corregir el módulo viendo si la estructura es capaz de soportar los esfuerzos de la nueva situación. Este proceso iterativo nos permite averiguar si la inestabilidad va a producir daños en el buque o bien no sucederá nada, puesto que la estructura es capaz de absorber los nuevos esfuerzos.

### 7.5. Soluciones teóricas de combinación de cargas lateral y en el plano

Bleich da una solución no-lineal geométrica para la plancha rectangular apoyada sometida a carga lateral uniforme y a carga de compresión. Para esta solución se supone que la deformada presenta una sola bolsa, lo cual para planchas reforzadas longitudinalmente tiene limitaciones. Para desplazamientos mayores está la solución de Burghgraef, basado en el cálculo de Bleich, dando la solución en forma gráfica. Tanto la solución de Bleich como la modificada de Burghgraef se limitan al campo elástico, así como a cargas de compresión por debajo de la de pandeo. Por otra parte, tienen en cuenta que la efectividad de la plancha es 1, lo cual no es cierto; la plancha sometida a carga lateral flexará como consecuencia de la carga en el plano rehuendo parte de dicha carga, que será absorbida por otros elementos del buque.

A continuación se estudian unos ejemplos de aplicación de la carga combinada por el método de Burghgraef y por el aquí descrito:

#### Plancha rectangular apoyada reforzada longitudinalmente

Dimensiones:  $1.800 \times 720 \times 12$  mm.

Actuando la carga lateral uniforme de  $0,44 \text{ Kg/cm}^2$ , la plancha toma una flecha de  $3,44$  mm con el método numérico y de  $4,08$  mm de acuerdo con Burghgraef. Al aplicar la carga combinada con compresión de  $4,43 \text{ Kg/mm}^2$ , las flechas son de  $3,59$  mm, de acuerdo con el método numérico y de  $4,24$  mm, según Burghgraef.

#### Plancha rectangular apoyada reforzada transversalmente

Las mismas dimensiones del caso anterior, salvo que ahora la carga axial se aplica en el lado más largo.

Las flechas para la carga uniforme son análogas al ejemplo anterior; para la carga combinada, la flecha, según Burghgraef, es de  $7,25$  mm, siendo, según el método numérico, de aproximadamente  $6,2$  mm; sin embargo, para alcanzar esa compresión es necesario una exterior mucho mayor, ya que la efectividad de la plancha es de  $0,66$  para esas condiciones.

## 8. CONCLUSION

El procedimiento desarrollado nos permite enfocar el cálculo de los escantillones de las planchas de una manera más científica al introducir las no-linealidades geométricas y materiales; así podemos evaluar no sólo la zona de trabajo admisible, sino una zona de carga mucho mayor conociendo el auténtico coeficiente de seguridad para unas deformaciones permanentes dadas.

A continuación analizamos una serie de situaciones, en donde la utilización de esta tesis mejora el diseño.

a) En aquellos casos en que la carga lateral se aplica por igual en ambos sentidos, tal como sucede en un mamparo divisorio de tanques nos debemos limitar al campo elástico; sin embargo, es útil este método, ya que la no-linealidad geométrica supone un gran efecto rigidizador.

b) Cuando las cargas sólo suceden por un lado o bien la carga de sentido contrario es de menor valor, podemos utilizar las ventajas producidas por el ShaKedown.

Sin embargo, el escantillado se realiza de igual manera que en a); las normas de escantillado podrían ser modificadas para tener en cuenta la posibilidad de deformaciones permanentes.

c) Cuando las cargas puedan producirse por ambos lados, pero con una probabilidad de ocurrir muy remota (caso de un mamparo estanco), entonces podemos utilizar plenamente el efecto rigidizador elasto-plástico sin preocuparnos de la fatiga plástica producida por las cargas cíclicas. Del análisis hecho se desprende que si bien la plastificación en estos casos se alcanza, las deformaciones permanentes son despreciables, lo cual nos indica que aún se podrían reducir más los escantillones.

d) Los elementos longitudinales continuos soportarán cargas de tracción y compresión por su participación en la viga-buque. Tenemos, por tanto, que aplicar las cargas combinadas. Dependiendo de que la carga lateral tenga los dos signos de carga o no y dependiendo de los signos de las cargas en el plano podremos admitir o no deformaciones permanentes. Con este programa podemos evaluar la efectividad de cada plancha y evaluar la distribución de cargas real.

e) Los elementos longitudinales que soportan cargas laterales pequeñas y se escantillonan para soportar esa carga lateral al someterlos a una carga de compresión se produce el pandeo de dicha plancha, suponiéndose, por tanto, que dicho elemento no es efectivo al calcular el módulo de la viga-buque; sin embargo, dicha plancha colabora en la resistencia longitudinal en una parte, que puede ser importante, máxime cuando hay muchos elementos en esta situación.

f) Las planchas sometidas a cargas concentradas y a compresión, dada la falta de métodos teóricos, se escantillonan con unos coeficientes de seguridad muy altos. Se ha propuesto un nuevo criterio de escantillado que alivia esta situación; con este criterio no se alcanza la plastificación, siendo el mínimo C.S. =  $1,66$ .

g) Existen casos de carga concentrada en donde se pueden alcanzar deformaciones permanentes, debido a que dicho elemento no sea longitudinal continuo, esté fuera de zonas de momentos flectores altos, la carga concentrada sea de un valor alto y al ser la plancha de gran espesor no tenga problemas de estabilidad o bien se pueda admitir una reducción de la efectividad de dicha plancha deformada trabajando como viga-buque debido a que haya un exceso de módulo.

## BIBLIOGRAFIA

- TIMOSHENKO y WOINOWSKY-KRIEGER: «Theory of plates and shells». Eng. Soc. monogr., 2nd. ed. (Mc Graw-Hill).
- R. HOOKE: «Approximate analysis of the large deflections elastic behaviour of clamped, uniformly loaded, rectangular plates». Journal Mechanical Engineering Science, vol. 11, No. 3, 1969.
- R. HOOKE y B. RAWLINGS: «An experimental investigation of the behaviour of clamped, rectangular, mild steel plates subjected to uniform transverse pressure». Proc. Instn. Civ. Engrs., 1969, 42 (January).
- R. HOOKE y B. RAWLINGS: «Investigation into the methods of predicting post-elastic load carrying properties of clamped uniformly loaded rectangular plate». The Institution of Civil Engineers, 1969.
- T. SOREIDE, J. AMDAHL y D. K9VLIE: «Nonlinear Analysis and design of stiffened plates subjected to lateral loads». The Norwegian Institute of Technology. International Symposium on Practical Design in Shipbuilding, Tokyo, Oct., 1977.
- V. LAMMEREN: «The design of merchant ships».
- N. JONES: «Influence of in-plane displacements at the boundaries of rigid-plastic beams and plates». Int. J. Mech. Sci. Pergamon Press, 1973, vol. 15, pp. 547-561.
- A. G. YOUNG: «Ship plating loaded beyond the elastic limit». TINA, vol. 10, 1959.
- F. BLEICH: «Buckling strength of metal structures Mc. Graw-Hill Book Co. Inc.».
- W. MUCKLE: «Strength of ships Structures». Edward Arnold (Publishers) LTD., London.

APENDICE

BUQUE EJEMPLO 1	PLANCHA CUBIERTA	TIPO DE REFORZADO TRANSVERSAL	BUQUE EJEMPLO 2	PLANCHA CUBIERTA	TIPO DE REFORZADO LONGITUDINAL
N	ESPEJOR L.LONGIT. L.TRANS. ISSE ITL IEP L.ELASTICO M.YOUNG	2 2 4 264.00 210000.00	N	ESPEJOR L.LONGIT. L.TRANS. ISSE ITL IEP L.ELASTICO M.YOUNG	2 2 264.00 210000.00
2	10.0000 700.0000 2100.0000	2 2 4 264.00 210000.00	2	8.0000 1500.0000 500.0000	2 2 264.00 210000.00
N	CARGA INICIAL CARGA MAXIMA INCREMENTO SIGMA NDES INIT	0.0 0.0 0.0 0.0 0.0	N	CARGA INICIAL CARGA MAXIMA INCREMENTO SIGMA NDES INIT	0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
3	0.1000 0.5000 0.0250 0.0 1 0	0.0 0.0 0.0 0.0 1 0	3	0.1000 0.5000 0.0250 0.0 1 0	0.0 0.0 0.0 0.0 1 0
CONDICIONES DE CONTORNO BORDES EMPOTRADOS			CONDICIONES DE CONTORNO BORDES EMPOTRADOS		
CARGA UNIFORME			CARGA UNIFORME		
PLANCHA CORRIDA SIN CARGA AXIAL			CARGA AXIAL APLICADA EN LOS VALORES DE CARGA LATERAL MINIMOS		
SALIDA DE DATOS COMPLETA			CARGA EN EL PLANO DE COMPRESION		
PROCESO DE ITERACION CON CORRECCION DE EQUILIBRIO			SALIDA DE DATOS REDUCIDA		
DESPLAZAMIENTOS CALCULADOS SIN INFLUENCIA DE LA FUERZA CORTANTE			PROCESO DE ITERACION CON CORRECCION DE EQUILIBRIO		
DESPLAZAMIENTOS CALCULADOS SIN INFLUENCIA DE LA FUERZA CORTANTE			DESPLAZAMIENTOS CALCULADOS SIN INFLUENCIA DE LA FUERZA CORTANTE		
CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS		CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS	
0.1000 1.8875 0.0142 3.3428 1.7153 0.0127 0.0015 3.0186 0.0022			0.1000 1.5814 0.0016 1.7615 0.8975 0.0011 0.0093 0.9934 0.0105		
M	MFP	NN	M	MFP	NN
-1134848.	3462372.	38164.	-1134848.	3462372.	38164.
4157.	1155000.	0.	4157.	1155000.	0.
373982.	3462372.	38164.	373982.	3462372.	38164.
29926.	1155000.	0.	29926.	1155000.	0.
-1921222.	3462372.	38164.	-1921222.	3462372.	38164.
-177511.	1155000.	0.	-177511.	1155000.	0.
-1021567.	3462372.	38164.	-1021567.	3462372.	38164.
5575.	1155000.	0.	5575.	1155000.	0.
320079.	3462372.	38164.	320079.	3462372.	38164.
22630.	1155000.	0.	22630.	1155000.	0.
-1769643.	3462372.	38164.	-1769643.	3462372.	38164.
-97660.	1155000.	0.	-97660.	1155000.	0.
CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS		CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS	
0.1250 2.2954 0.0173 4.0611 2.0950 0.0154 0.0018 3.6836 0.0027			0.1250 1.9529 0.0020 2.1703 1.1089 0.0013 0.0115 1.2245 0.0129		
M	MFP	NN	M	MFP	NN
-1381232.	3459315.	56140.	-1381232.	3459315.	56140.
6192.	1155000.	0.	6192.	1155000.	0.
498578.	3459315.	56140.	498578.	3459315.	56140.
37554.	1155000.	0.	37554.	1155000.	0.
-2349870.	3465900.	94785.	-2349870.	3465900.	94785.
-217846.	1154556.	9058.	-217846.	1154556.	9058.
-1248417.	3461286.	45374.	-1248417.	3461286.	45374.
7399.	1155000.	0.	7399.	1155000.	0.
393359.	3461286.	45374.	393359.	3461286.	45374.
28153.	1155000.	0.	28153.	1155000.	0.
-2172138.	3453737.	79019.	-2172138.	3453737.	79019.
-119588.	1154954.	2905.	-119588.	1154954.	2905.
CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS		CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS	
0.1500 2.3130 0.0024 2.5636 1.3141 0.0016 0.0136 1.4472 0.0153			0.1500 2.3130 0.0024 2.5636 1.3141 0.0016 0.0136 1.4472 0.0153		
M	MFP	NN	M	MFP	NN
-1381232.	3459315.	56140.	-1381232.	3459315.	56140.
6192.	1155000.	0.	6192.	1155000.	0.
498578.	3459315.	56140.	498578.	3459315.	56140.
37554.	1155000.	0.	37554.	1155000.	0.
-2349870.	3465900.	94785.	-2349870.	3465900.	94785.
-217846.	1154556.	9058.	-217846.	1154556.	9058.
-1248417.	3461286.	45374.	-1248417.	3461286.	45374.
7399.	1155000.	0.	7399.	1155000.	0.
393359.	3461286.	45374.	393359.	3461286.	45374.
28153.	1155000.	0.	28153.	1155000.	0.
-2172138.	3453737.	79019.	-2172138.	3453737.	79019.
-119588.	1154954.	2905.	-119588.	1154954.	2905.
CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS		CARGA	DESPLAZAMIENTOS Y ANGULOS	
0.1750 2.6578 0.0027 2.9375 1.5108 0.0018 0.0156 1.6594 0.0175			0.1750 2.6578 0.0027 2.9375 1.5108 0.0018 0.0156 1.6594 0.0175		
M	MFP	NN	M	MFP	NN
-1381232.	3459315.	56140.	-1381232.	3459315.	56140.
6192.	1155000.	0.	6192.	1155000.	0.
498578.	3459315.	56140.	498578.	3459315.	56140.
37554.	1155000.	0.	37554.	1155000.	0.
-2349870.	3465900.	94785.	-2349870.	3465900.	94785.
-217846.	1154556.	9058.	-217846.	1154556.	9058.
-1248417.	3461286.	45374.	-1248417.	3461286.	45374.
7399.	1155000.	0.	7399.	1155000.	0.
393359.	3461286.	45374.	393359.	3461286.	45374.
28153.	1155000.	0.	28153.	1155000.	0.
-2172138.	3453737.	79019.	-2172138.	3453737.	79019.
-119588.	1154954.	2905.	-119588.	1154954.	2905.

1	2	BUQUE EJEMPLO 3	PLANCHA DOBLE FONDO RO-RO	TIPO DE REFORZADO TRANSVERSAL
N	10	ESPESOR L.LONGIT. L.TRANS. ISSE IIL IEP L.ELASTICO M.YOUNG	1	4
N	2	CARGA INICIAL CARGA MAXIMA CARGA MINIMA INCREMENTO SIGMA NDES INIT	0.0	0.0 2 0
N	3	CONDICIONES DE CONTORNO BORDES SIMPLEMENTE APOYADOS		
CARGA CONCENTRADA EN EL CENTRO				
HUELLA X HUELLA Y				
		100.000 300.000		
PLANCHA CORRIDA SIN CARGA AXIAL				
SALIDA DE DATOS MUY REDUCIDA				
PROCESO DE ITERACION CON CORRECCION DE EQUILIBRIO				
DESPLAZAMIENTOS CALCULADOS SIN INFLUENCIA DE LA FUERZA CORTANTE				
SE HA INICIADO LA DEFORMACION PLASTICA POR FLEXION				
		70000.0000		
		30000.000 35000.000 40000.000 45000.000 50000.000 55000.000 60000.000		
		6.48109 6.99019 7.54328 7.93785 8.43509 8.75925 9.21687		
		65000.000 70000.000 75000.000 80000.000 85000.000 90000.000 95000.000		
		9.57507 9.97758 10.62637 11.15879 11.65426 12.11687 11.88734		
		80000.000 85000.000 90000.000 95000.000 100000.000 105000.000 110000.000		
		11.61214 11.32457 11.02493 10.71042 10.32483 10.03105 9.66092		
		45000.000 50000.000 55000.000 60000.000 65000.000 70000.000 75000.000		
		9.26636 8.84227 8.36243 7.89000 7.35158 6.74652 6.04822		
		10000.000 5000.000 0.0 95000.000100000.000105000.000110000.000		
		5.21574 4.15961 2.72178 12.55408 12.96981 13.36633 13.74547		
		115000.000120000.000125000.000130000.000135000.000140000.000145000.000		
		14.10931 14.46607 14.79898 15.12597 15.44273 15.75043 16.05003		
		150000.000155000.000160000.000165000.000170000.000175000.000180000.000		
		16.34682 16.21164 16.03972 15.86203 15.68824 15.49455 15.30399		
		115000.000110000.000105000.000100000.00095000.00090000.00085000.000		
		15.10886 14.90862 14.70331 14.49168 14.27383 14.04906 13.81659		
		80000.000 75000.000 70000.000 65000.000 60000.000 55000.000 50000.000		
		13.57704 13.32808 13.06891 12.79898 12.42134 12.21935 11.91225		

DISCUSION

Sr. Barrios Gallego

Quiero, en primer lugar, felicitar al autor por la presentación de su interesante y documentado trabajo y me gustaría hacerle las siguientes preguntas o sugerencias:

1.º ¿Sería posible adaptar la entrada de datos y salida de resultados de manera que lo que se obtuviese fuese una respuesta por cada panel: «CUMPLE», «NO CUMPLE», indicando si se desea el factor de seguridad respecto a un nivel admisible?

2.º ¿Sería interesante la obtención de fórmulas de fácil aplicación en la etapa de proyecto? (Comprendo que esto puede ser difícil, pero no se requeriría una gran exactitud; quizás fuese más importante en este aspecto la simplicidad de aplicación.) Paso especialmente interesante: Plancha con carga concentrada.

3.º ¿Ha contactado el autor con otras Sociedades de Clasificación? ¿Qué opinión les merece el empleo de la Resistencia de las Planchas en el campo Plástico?

Sr. Sánchez Jiménez

1. Desde el punto de vista de aplicación al pedido de acero en Astilleros, ¿qué porcentaje de reducción en el peso de acero del casco puede obtenerse con este método de cálculo?

2. Las reducciones de espesores obtenidos con este método, ¿son suficientemente relevantes para no quedar absorbidos en el proceso de concentración de espesores y otras dimensiones; qué es necesario realizar al curar el pedido de acero con objeto de optimizarlo económicamente?

El autor

Respondiendo primeramente las preguntas del señor Barrios.

1. Sí que sería posible adaptar el programa de manera que evalúe la admisibilidad de una plancha; para ello basta con darle el coeficiente de seguridad adecuado para cada zona del buque y los tipos de carga.

2. Evidentemente, que una vez que se decidan los nuevos coeficientes de seguridad, será mucho más cómodo el preparar una fórmula para que el proyectista tenga una respuesta rápida para el encantillonado, tanto para las cargas concentradas como para las cargas uniformes. La combinación de cargas laterales y en el plano sería más complicado, pero también realizable.

3. Estamos ya en contacto con otras Sociedades de Clasificación, de manera que confío que próximamente esta nueva herramienta sea útil para el desarrollo de futuras modificaciones en los Reglamentos.

En lo que se refiere al concepto que tienen las Sociedades de Clasificación del cálculo plástico, debo decir que hablamos de una plastificación inicial y para aplicaciones sucesivas de las cargas la estructura debe de comportarse elásticamente; se trata, en definitiva, de aceptar en el proceso de carga algo tan usual como son las tensiones internas de soldadura.

Respondiendo al señor Sánchez Jiménez en su primera pregunta: Es difícil evaluar el porcentaje de ahorro, ya que dependerá mucho del tipo de buque, pero digamos que para un buque Ro-Ro de cargas pesadas con varias cubiertas se pueden reducir los escantillones de las planchas de cubiertas en porcentajes de un 20 por 100 e incluso más; en el peso total del buque esto puede suponer de un 5 por 100 del peso de acero. Si, además, el buque tiene mamparos de tanques sometidos a presión por uno de sus lados únicamente, se puede aumentar el ahorro de acero.

Respondiendo a la segunda pregunta, las mejoras obtenidas son lo suficientemente importantes para que ciertas planchas pasen a un pedido de menor espesor.

# III CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA NAVAL

Madrid, junio 1982

## Optimización del proyecto hidrodinámico de un gasero de 81.000 m<sup>3</sup>

Marta Cecilia Tapia Reyes, Ing. Naval (\*)

María Jesús Bobo de la Peña, Ing. Naval (\*)

### SUMARIO

1. INTRODUCCION.
2. PROGRAMA DE TRABAJOS.
  - 2.1. Características de los modelos.
  - 2.2. Ensayos realizados.
  - 2.3. Método de extrapolación.
3. PRESENTACION DE RESULTADOS.
4. CONCLUSIONES.
5. SIMBOLOS.
6. BIBLIOGRAFIA.

#### 1. INTRODUCCION

El estudio hidrodinámico de un buque reviste una gran importancia, ya que incide decisivamente, tanto en el dimensionamiento del mismo como en la elección de las formas y el proyecto de propulsor y apéndices.

Una vez decididas las dimensiones principales del buque, el primer problema que se plantea el proyectista es el estudio de unas formas que permitan obtener la capacidad deseada, presentando la mínima resistencia al avance. Este proyecto previo de las formas debe basarse en la experiencia de buques similares, cuyos resultados prácticos hayan sido satisfactorios.

Las formas definitivas estarán basadas en los resultados de ensayos realizados con modelos a escala. Es importante que el programa de ensayos cubra toda la gama de calados y velocidades operativas del buque, siendo posible cuantificar de este modo la influencia de una serie de factores que a veces no se consideran suficientemente, como es el caso del trimado.

Este trabajo pretende aportar datos cuantitativos de las mejoras conseguidas en el proceso de optimización de una carena mediante el estudio de los resultados de ensayos de Canal en distintas condiciones de carga y lastre, extrayéndose algunas conclusiones sobre la influencia de la inmersión del bulbo y el efecto del trimado en el comportamiento hidrodinámico de un buque en la condición de lastre.

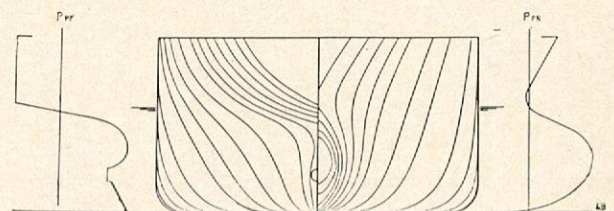
#### 2. PROGRAMA DE TRABAJOS

##### 2.1. Características de los modelos

Las características de las carenas originales enviadas al Canal son las siguientes:

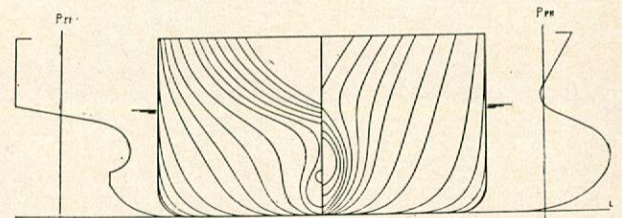
(\*) Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.

### CARENA 2244



— Lpp	=	216,000 m.
— B	=	35,500 m.
— Tm	=	11,560 m.
— ∇ sin ap.	=	69035,8 m <sup>3</sup>
— Xcc (% Lpp)	=	1,574
— Cb	=	0,7788
— Cm	=	0,9905
— Cp	=	0,7863
— Bulbo elíptico		
— h/Tm	=	51,9031 %
— x/Lpp	=	3,2407 %
— A <sub>20</sub> /A <sub>10</sub>	=	10,223 %

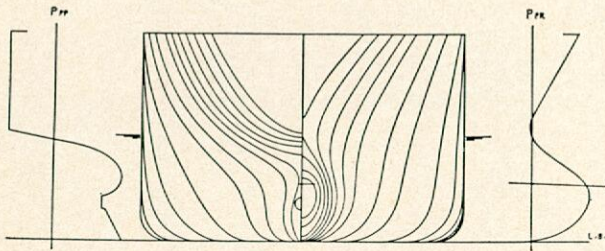
### CARENA 2248



— Lpp	=	216,000 m.
— B	=	35,500 m.
— Tm	=	11,560 m.
— ∇ sin ap.	=	69052,5 m <sup>3</sup>
— Xcc (% Lpp)	=	1,561
— Cb	=	0,7790
— Cm	=	0,9905
— Cp	=	0,7865
— Bulbo elíptico		
— h/Tm	=	51,9031 %
— x/Lpp	=	3,2406 %
— A <sub>20</sub> /A <sub>10</sub>	=	10,223 %

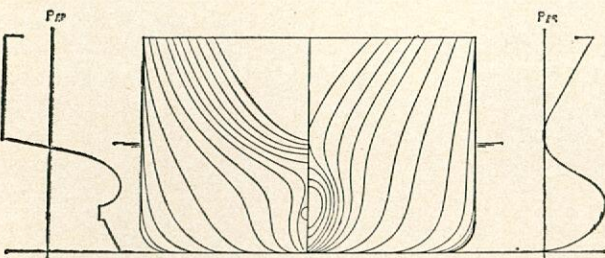
CARENAS ALTERNATIVAS PROYECTO DEL CANAL DE EL PARDO

CARENA 2245



- Lpp = 216,000 m.
- B = 35,500 m.
- Tm = 11,560 m.
- ∇ sin ap. = 69018,6 m<sup>3</sup>
- Xcc (% Lpp) = 1,669
- Cb = 0,7786
- Cm = 0,9902
- Cp = 0,7864
- Bulbo tipo peonza
- h/Tm = 43,252 %
- x/Lpp = 2,9398 %
- z<sub>0</sub>/A<sub>10</sub> = 11,3103 %

CARENA 2256



- Lpp = 216,000 m.
- B = 35,500 m.
- Tm = 11,560 m.
- ∇ sin ap. = 68969,4 m<sup>3</sup>
- Xcc (% Lpp) = 1,632
- Cb = 0,7780
- Cm = 0,9902
- Cp = 0,7858
- Bulbo tipo peonza
- h/Tm = 43,252 %
- x/Lpp = 2,9398 %
- A<sub>20</sub>/A<sub>10</sub> = 11,3103 %

Se decidió montar en estos buques un motor de 13.600 bhp de potencia máxima continua, a 90 rpm. y sin reductor. La hélice, de palas fijas, elegida para realizar los ensayos con las cuatro carenas, tiene las siguientes características principales:

PROPULSOR N.º 865

- Número de palas, z = 4
- Diámetro, D = 7,679 m.
- Paso a 0,7R/D = 0,700
- Relación de áreas, A<sub>E</sub>/A<sub>0</sub> = 0,490

2.2. Ensayos realizados

Los modelos de carena se construyeron en parafina pulimentada. El artificio para la estimulación de la turbulencia consistió en un alambre de 1 mm de diámetro, situado en la cuaderna número 19½. La escala a la que se construyeron los distintos modelos fue λ = 35,9, siendo el programa de ensayos el siguiente:

CARENA N.º 2244

- Ensayos de remolque, con timón, para los siguientes calados:
  - a) Plena carga: Tm=11,560 m ; Tpp-Tpr=0,000 m.
  - b) Lastre: Tm= 7,835 m ; Tpp-Tpr=3,030 m.
- Ensayo de autopropulsión para la situación de plena carga.
- Ensayo de distribución de estela para la situación de plena carga.

CARENA N.º 2248

- Ensayo de remolque para el calado de plena carga.
- Ensayos de autopropulsión para la situación de plena carga y lastre 1.
- Ensayo de distribución de estela para la situación de plena carga.

CARENA N.º 2245

- Ensayos de remolque para los siguientes calados:
  - a) Plena carga: Tm=11,560 m ; Tpp-Tpr=0,000 m.
  - b) Lastre 1: Tm= 7,835 m ; Tpp-Tpr=3,030 m.
  - c) Lastre 2: Tm= 8,010 m ; Tpp-Tpr=1,800 m.
  - d) Lastre 3: Tm= 8,550 m ; Tpp-Tpr=0,880 m.
  - e) Lastre 4: Tm= 7,640 m ; Tpp-Tpr=2,540 m.
  - f) Lastre 5: Tm= 7,840 m ; Tpp-Tpr=2,300 m.

- Ensayos de autopropulsión para todas las situaciones de calados indicadas anteriormente.
- Ensayos de distribución de estela para la situación de plena carga y lastre 3.

CARENA N.º 2256

- Ensayos de remolque para los calados de plena carga, lastre 1, lastre 2 y lastre 3.
- Ensayos de autopropulsión para los calados indicados anteriormente.

2.3. Método de extrapolación

Si bien el procedimiento standard utilizado por el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo para la extrapolación modelo-buque es el de Froude-ITTC 57, en este caso se utilizó por expreso deseo del cliente el método Froude-Froude. Es decir, separación de la resistencia en residual y de fricción (método de Froude) y formulación de esta última debida a Froude.

Los ensayos de autopropulsión se efectuaron para la condición de propulsión del buque, aplicando al modelo una deducción de fricción:

$$F_a = \left( \lambda'_F - \frac{\lambda_F}{\lambda^{0,0875}} \right) \cdot S' \cdot V^{1,825}$$

donde λ'F y λF son los coeficientes de fricción de Froude para el modelo y buque determinados en función de los valores de desplazamiento L'∇ y L∇. El valor de λF para el buque corresponde a 15°C, mientras que el valor de λ'F para el modelo ha sido calculado para la temperatura que tenía el agua durante los ensayos, t, mediante la fórmula:

$$\lambda'_F(t) = \lambda'_F(15^\circ C) [1 + 0,0043 (15-t)]$$

Los resultados para el buque se dan para el agua de mar, a la temperatura de 15°C.

Las predicciones para el buque están basadas en los valores del Canal, de la potencia  $P_D$  y las revoluciones  $n$ , calculadas para el tamaño del buque a partir de los valores medidos directamente en el modelo por las fórmulas:

$$P_D = \frac{\rho}{\rho'} \frac{2 \pi \cdot Q' \cdot n}{75} \cdot \lambda^{3,5}$$

$$n = n' / \sqrt{\lambda}$$

Para obtener los valores correspondientes del buque fueron utilizados los siguientes factores de correlación:

Tm	Tpp-Tpr	C <sub>s</sub>	K <sub>s</sub>
11,560	0,000	0,900	0,996
8,550	0,880	0,930	1,013
8,010	1,800	0,930	1,013
7,840	2,300	0,930	1,013
7,835	3,030	0,930	1,013
7,640	2,540	0,930	1,013

3. PRESENTACION DE RESULTADOS

En la figura número 1 se han representado las curvas potencia-velocidad obtenidas en los ensayos de remolque y autopropulsión al calado de plena carga de las cuatro carenas.

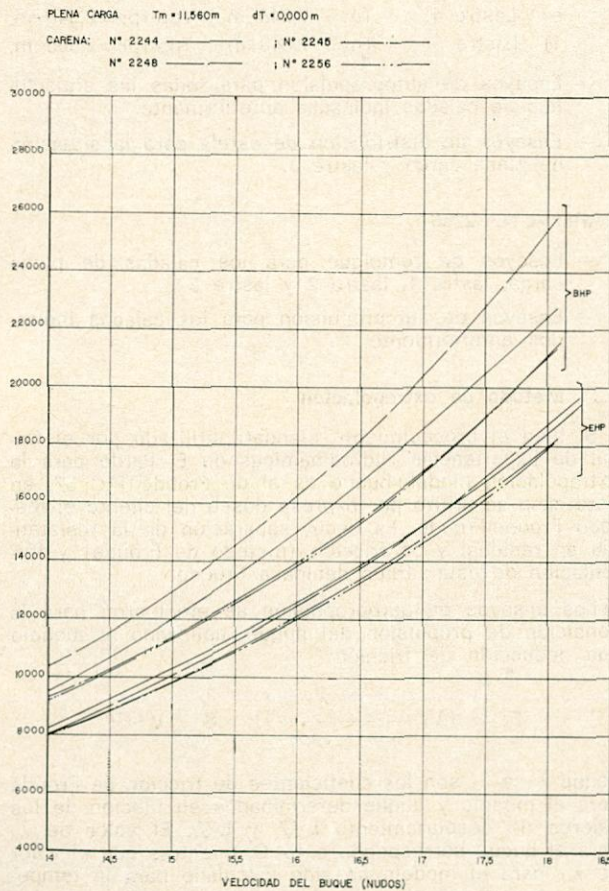


Figura 1.—I H, LPG de 81.000 m³. Resultados de remolque y autopropulsión.

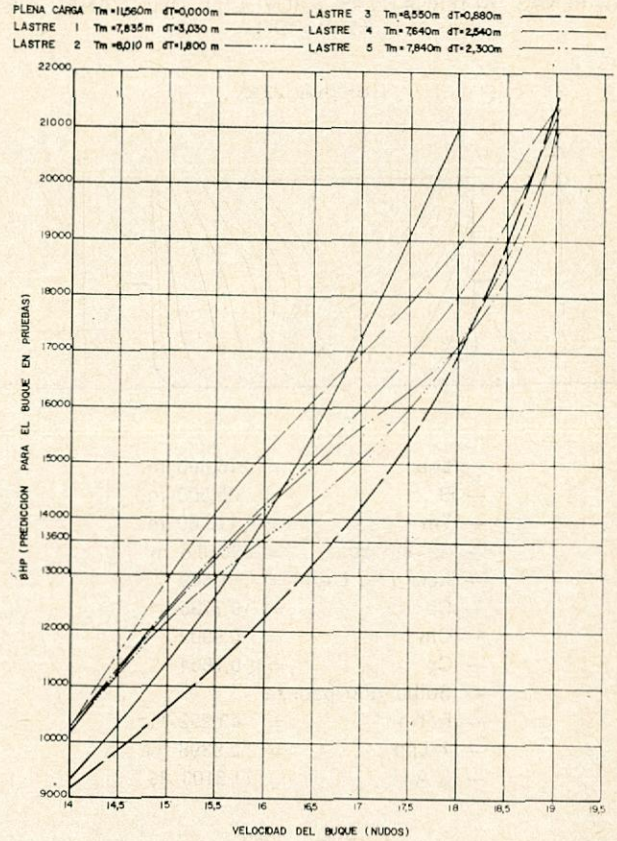


Figura 2.—I H, LPG de 81.000 m³. Ensayos de autopropulsión, carena n.º 2.245.

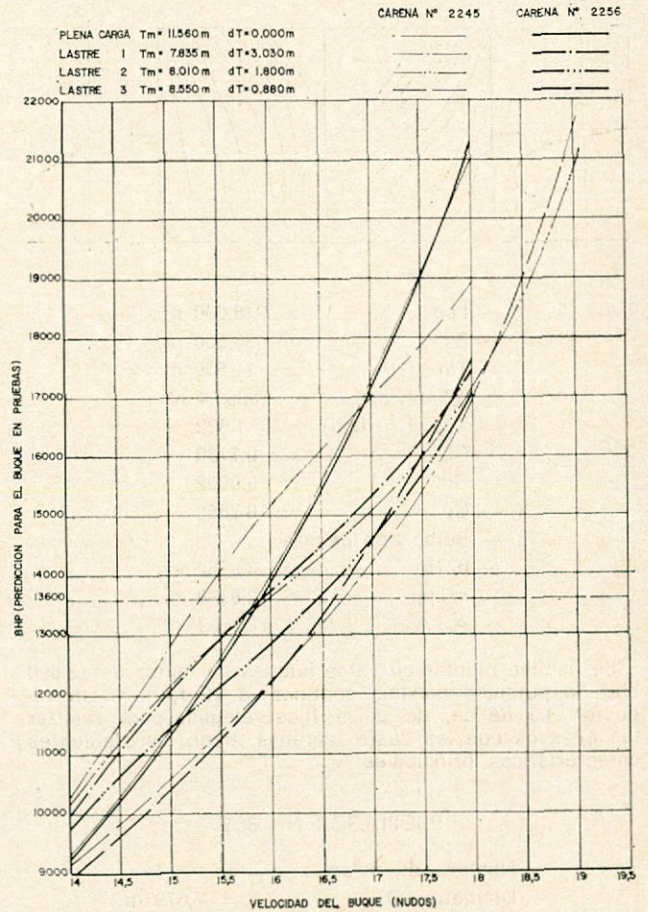


Figura 3.—I H, LPG de 81.000 m³. Ensayo de autopropulsión, carenas núms. 2.245 y 2.256.

Las dos carenas originales, 2244 y 2248, tienen el mismo cuerpo de proa, con bulbo elíptico, proyecto del astillero, diferenciándose únicamente en el cuerpo de popa.

La carena número 2244 es de popa convencional, mientras que la número 2248 tiene bulbo de popa.

Los resultados de los ensayos de autopropulsión de esta última carena son inferiores a los de la 2244, ya que el bulbo de popa, excesivamente lleno, provoca un «efecto de pantalla» sobre la hélice y da lugar a una mala interacción del conjunto hélice-carena. El efecto de este bulbo sobre la configuración de la estela es contrario al que se supone debería tener, esto es, en lugar de mejorar la distribución de estela, origina un mayor gradiente de la misma, como puede observarse en los gráficos de isoestela de las carenas 2244 y 2248 (figuras 4 y 5).

La carena número 2245, proyectada simultáneamente por el Canal como alternativa a las carenas anteriores,

mejora sensiblemente los resultados de los ensayos con el nuevo bulbo de popa, más esbelto, consiguiéndose una mayor uniformidad en la estela (fig. 6) y una mejora tanto en la potencia de remolque como del rendimiento propulsivo. El bulbo de proa es del tipo peonza, con formas en V moderadas en su parte inferior (para facilitar su inmersión y así disminuir el efecto de los pantocazos) y ancho y plano en su parte superior (con objeto de amortiguar el cabeceo). Su altura y protuberancia son menores que los correspondientes a las carenas anteriores; sin embargo, el área de la sección transversal en la perpendicular de proa ha aumentado con respecto a las mismas.

El efecto de este bulbo en la condición de plena carga fue excelente. Sin embargo, en la situación de lastre 1 ( $T_m = 7,835 \text{ m}$  ;  $T_{pp-Tpr} = 3,030 \text{ m}$ ), que no era conocida en la fase de proyecto de la carena, fue muy diferente, mostrando el efecto negativo del trimado y la insatisfactoria inmersión del bulbo.

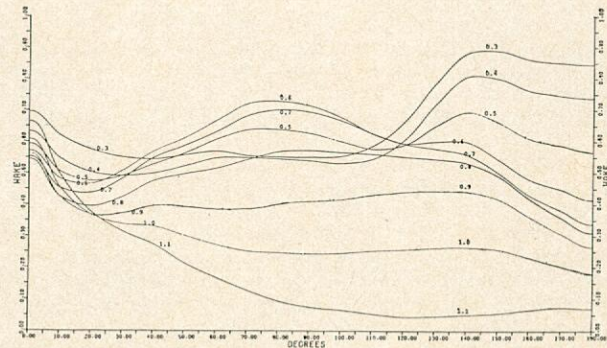
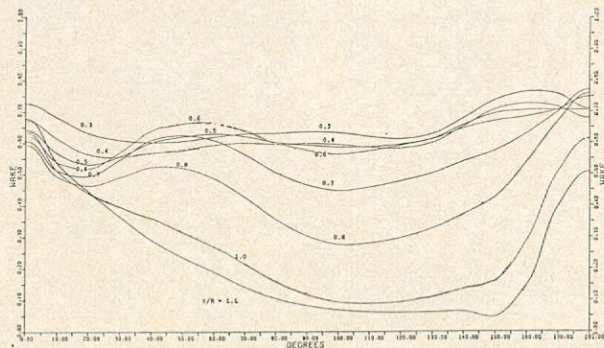
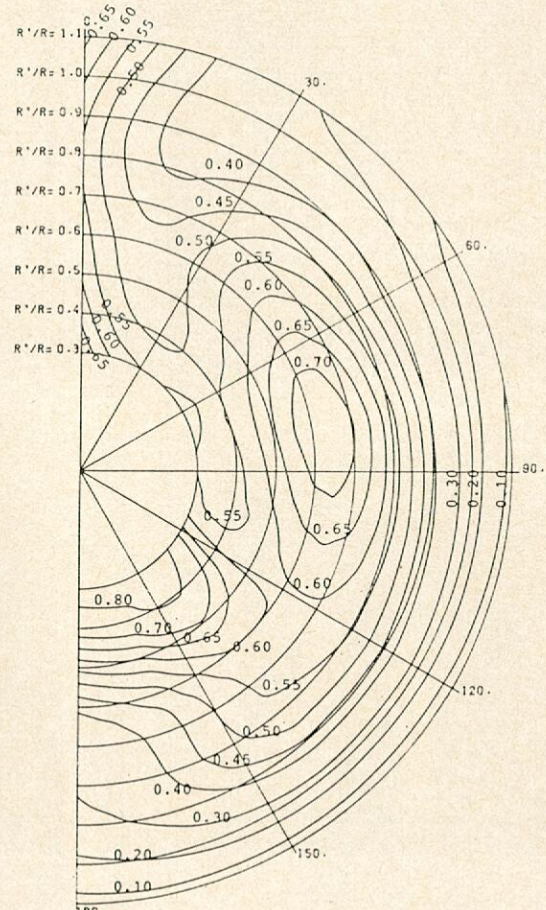
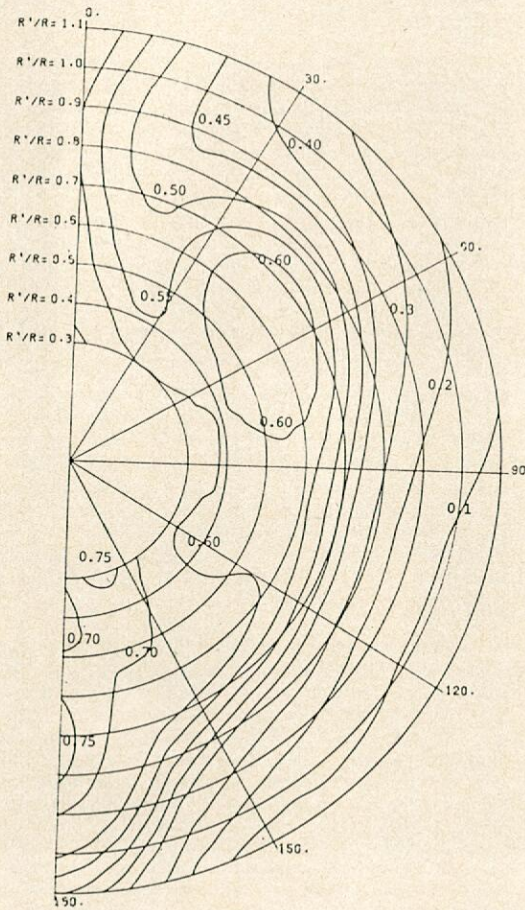


Figura 4.—Carena 2244. Curvas isoestela y variación circunferencial de la estela.

Figura 5.—Carena 2248. Curvas isoestela y variación circunferencial de la estela.

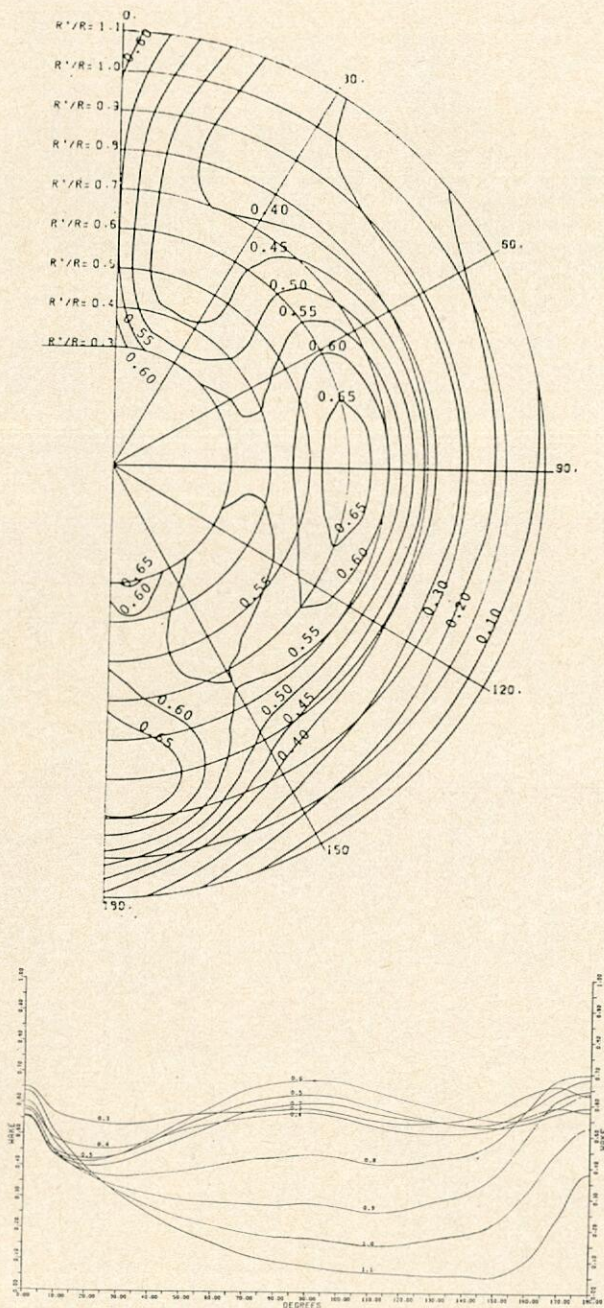


Figura 6.—Carena 2.245. Curvas isoestela y variación circunferencial de la estela.

Estos resultados deben atribuirse a la aparición de olas rompientes en el extremo de proa, debido a los elevados valores del semiángulo de entrada de la flotación en la zona del bulbo.

Existen dos alternativas para mejorar el comportamiento de la carena en esta condición:

1. Optimización de los calados de lastre y trimado.
2. Modificación de la configuración del bulbo de proa y/o del cuerpo de proa.

En relación con la primera opción se realizaron ensayos con la carena 2245 en diferentes condiciones de lastre, que mostraron (fig. 2) en la zona de la velocidad de proyecto una progresiva mejora a medida que disminuía el trimado y aumentaba la inmersión del bulbo.

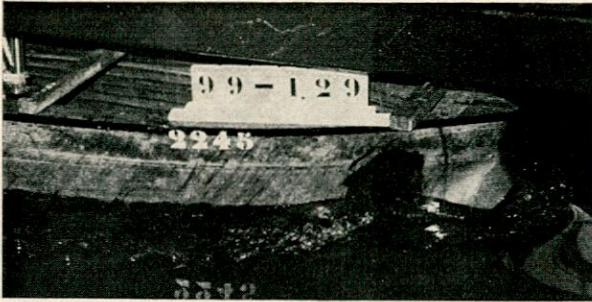
La segunda alternativa dio lugar a la carena 2256. Cuando se realizó la modificación, el astillero había des-

cartado la situación de lastre 1 de trimado más desfavorable. Se afinaron las formas del bulbo y de la zona de proa inmediata al mismo, permaneciendo invariables sus características principales, tales como (altura, protuberancia, área transversal en la perpendicular de proa, etcétera), con lo que se consiguió una mejoría en los resultados, como puede apreciarse en la figura número 3. En la situación de plena carga, el comportamiento de la nueva carena fue muy similar al de la número 2245, al tiempo que se reducía sensiblemente la diferencia entre las distintas situaciones de lastre ensayadas, obteniéndose en el promedio de calados y velocidades operativas una ganancia de velocidad del orden de 0,25 nudos.

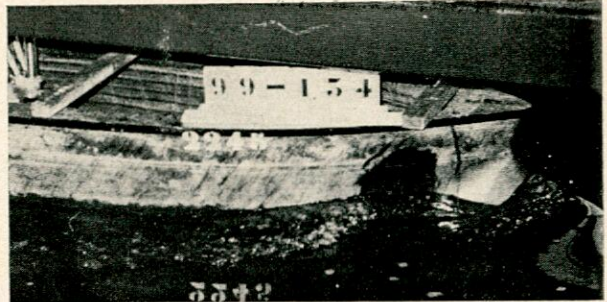
4. CONCLUSIONES

1. Para obtener una información adecuada de las características hidrodinámicas de un buque ha de realizarse en la fase de proyecto un estudio lo más completo posible, especialmente cuando se trate del prototipo de una serie, ya que las mejoras obtenidas beneficiarán a todas las unidades construidas.
2. Es necesario definir, por tanto, en la etapa de proyecto de las formas cuáles serán los calados reales operativos del buque en cada una de sus situaciones de carga y analizar detenidamente el comportamiento del bulbo en cada una de ellas.
3. Debe evitarse el error frecuente de realizar el proyecto del buque y el programa de ensayos únicamente para la velocidad y calados próximos a las condiciones de pruebas del buque, ya que el mejor proyecto será el que en el conjunto de su operación, a distintos calados y velocidades, proporcione un mejor promedio de rentabilidad de explotación.
4. En cuanto al proyecto del bulbo, la experiencia indica que la altura del mismo no debe sobrepasar un 78 por 100 del calado mínimo ni ser menor del 40 por 100 del calado máximo. En caso de que ambas condiciones no puedan cumplirse, deberá optarse por un bulbo que actúe de forma óptima en la situación de carga y quede por encima de la superficie libre en la situación de lastre, actuando en este caso el buque como si tuviera una proa convencional.
5. La adecuada optimización del bulbo de proa puede conducir a una sensible reducción de la influencia del trimado en la velocidad. Esto comporta la gran ventaja de que durante la operación del buque no será preciso vigilar de una forma extremadamente atenta las variaciones de calado, puesto que se habrá asegurado un comportamiento hidrodinámico satisfactorio en un amplio rango de calados y trimados.
6. Las diferencias existentes entre unas y otras carenas y situaciones; en este caso particular resultan especialmente llamativas. Si bien no cabe extrapolar cuantitativamente estos resultados a otros buques distintos del ensayado, puede afirmarse en términos generales que la influencia del trimado en buques dotados de bulbo de proa, resulta extraordinariamente difícil de prever no ya en etapas de anteproyecto, sino ante un proyecto concreto de formas del buque.
7. Con respecto al bulbo de popa, si bien un proyecto optimizado del mismo mejora sensiblemente el campo de estelas y la interacción hélice-carena, por el contrario un proyecto inadecuado puede conducir al incremento de la resistencia viscosa, así como a un bajo rendimiento del propulsor. Cabe recomendar la utilización de bulbos de popa de volumen moderado por su mejor comportamiento en general.
8. Es de destacar que los excelentes resultados obtenidos en este estudio han de atribuirse en gran

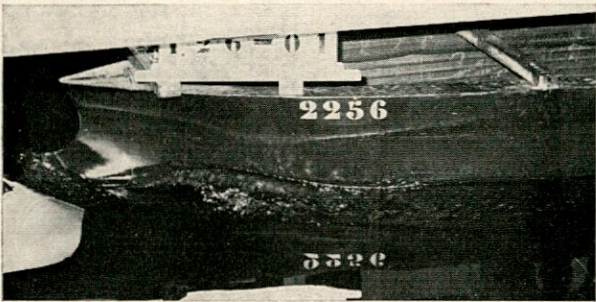




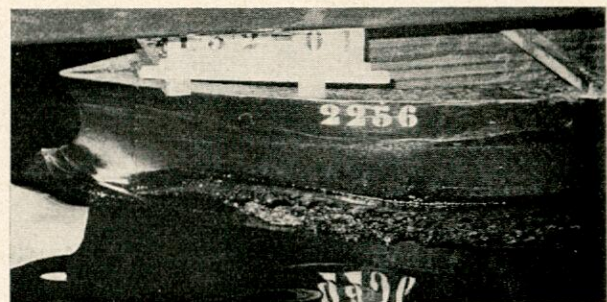
Carena N.º 2.245 V = 15 Kn  
Tm = 7,835 m; Tpp - Tpr = 3,030 m.



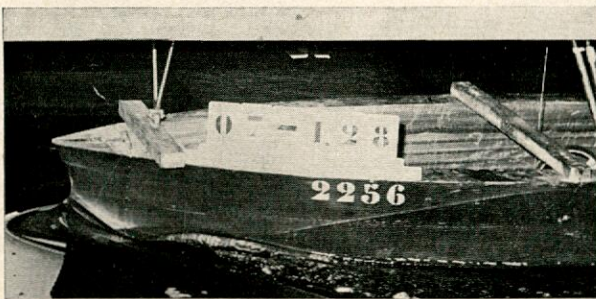
Carena N.º 2.245 V = 15,6 Kn  
Tm = 7,835 m; Tpp - Tpr = 3,030 m.



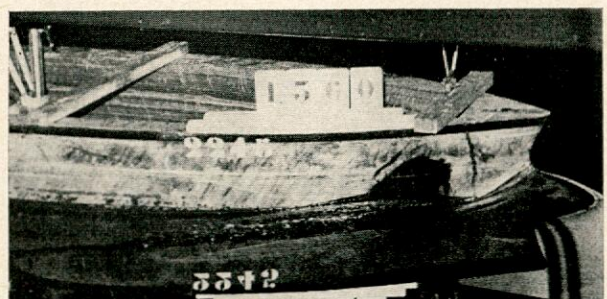
Carena N.º 2.256 V = 14,7 Kn  
Tm = 7,835 m; Tpp - Tpr = 3,030m.



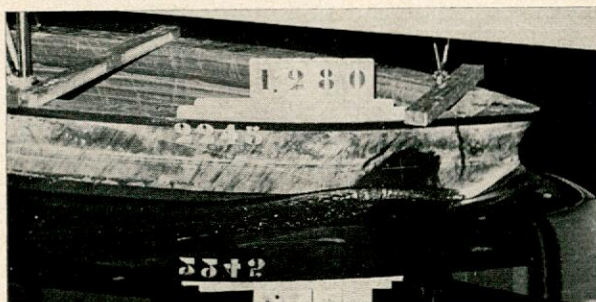
Carena N.º 2.256 V = 15,4 Kn  
Tm = 7,835; Tpp - Tpr = 3,030 m.



Carena N.º 2.245 V = 14,9 Kn  
Tm = 8,550 m; Tpp - Tpr = 0,880m.

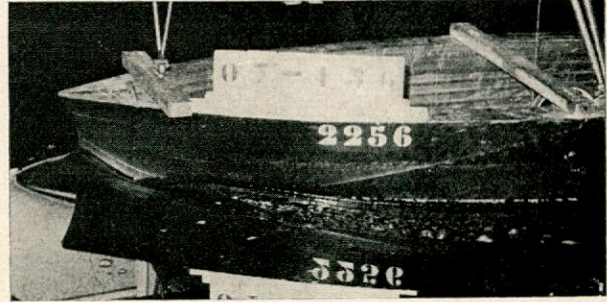


Carena N.º 2.245 V = 15,8 Kn  
Tm = 8,550; Tpp - Tpr = 0,880 m.



Carena N.º 2.256 V = 14,9 Kn  
Tm = 8,550 m; Tpp - Tpr = 0,880 m.

Figura 7.



Carena N.º 2.256 V = 15,8 Kn  
Tm = 8,550 m; Tpp - Tpr = 0,880 m.

Figura 8.

medida a la inteligente previsión del astillero que encomendó al Canal un extenso programa de ensayos incluyendo la construcción de cuatro carenas diferentes y la optimización de los calados y trimados en la situación de lastre, de los que depende muy notablemente el ahorro energético en la vida del buque.

## 5. SIMBOLOS

$A_{20}$	=	Area de la sección transversal del bulbo en la perpendicular de proa.
$A_{10}$	=	Area de la cuaderna maestra.
$A_E/A_0$	=	Relación de áreas de la hélice.
B	=	Manga de trazado.
$C_s$	=	Factor de correlación de potencia.
D	=	Diámetro de la hélice.
$F_a$	=	Deducción de fricción.
h	=	Altura del bulbo.
$H_{0,7}/D$	=	Relación paso-diámetro.
$K_s$	=	Factor de correlación de revoluciones.
Lpp	=	Eslora entre perpendiculares.
n	=	Revoluciones por minuto de la hélice.
Q	=	Par desarrollado.
S	=	Superficie mojada.
t	=	Temperatura del agua del Canal.
$T_m$	=	Calado medio.
$T_{pr}$	=	Calado en la perpendicular de proa.

$T_{pp}$	=	Calado en la perpendicular de popa.
x	=	Protuberancia del bulbo.
Xcc	=	Ordenada del centro de carena.
z	=	Número de palas de la hélice.
CM	=	Coeficiente de la cuaderna maestra.
CB	=	Coeficiente de bloque.
$\Delta s.ap.$	=	Desplazamiento sin apéndices.
$C_p$	=	Coeficiente prismático.
$\lambda_F$	=	Coeficiente de fricción de Froude.
$\lambda$	=	Escala del modelo.
$\rho$	=	Densidad.

## 6. BIBLIOGRAFIA

1. KRACHT, A. M.: «Design of Bulbous Bows». The Society of Naval Architects and Marine Engineers, November 1978.
2. WIGLEY, W. C. S.: «The Theory of the Bulbous Bows and its practical application». Transactions of the North-East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, vol. 52, 1935/36.
3. COUCH, R. B., and MOSS, J. L.: «Application of Large Protruding Bulb to Ships of High Block Coefficient». Trans SNAME, vol. 54, 1966.
4. BOHGUM YIN: «A Simple Design Theory and Method for Bulbous Bows of Ships». Journal of Ship Research, vol. 18, 1974.
5. TAKAHEI, T.: «Bulbous Bow Design for Full Hull Forms». Trans. Japanese SNAME, vol. 119, Mayo 1966.

(Viene de la pág. 236.)

Sin embargo, en términos prácticos, ha habido pocos cambios tanto en las normas de diseño como en las propias estructuras. Las principales innovaciones han sido la utilización de diversos estados límite para el diseño y el empleo de coeficientes de seguridad parciales.

El principal cambio ha sido, por tanto, de filosofía, pero queda aún mucho camino por recorrer. Es necesario que, del mismo modo que el ingeniero obtiene una idea intuitiva del nivel de seguridad alcanzado usando un determinado coeficiente de seguridad, sea capaz e obtener esa misma idea utilizando, por ejemplo, un índice de fiabilidad.

Otra conclusión importante es que el diseño de estructuras marítimas debe ser realizado mediante modelos probabilísticos calibrados con otras estructuras marítimas ya construidas. Los niveles de riesgo así determinados serán siempre más útiles y fiables que los obtenidos a partir de extrapolaciones y/o comparaciones con estructura terrestres. El motivo es la enorme diferencia que existe entre los medios marino y terrestre desde cualquier punto de vista (incertidumbre, severidad de las solicitaciones, etc.).

Es importante, también, reconocer que el diseño debe estar basado en la fiabilidad global del sistema estructural, en vez de estarlo en la de cada elemento. Es comprensible que exista una tendencia a calcular la fiabilidad de los elementos por separado (por la complejidad del cálculo para el conjunto de la estructura), pero un diseño así realizado sólo es apropiado para un estado límite de servicio.

En la mayor parte de las estructuras offshore, por el contrario, el diseño está controlado por el estado límite último, por lo que es la fiabilidad global la que debe ser empleada.

La última conclusión es que la herramienta más prometedora para el cálculo de  $P_r$  en un modelo totalmente probabilístico (i.e. de nivel 3) es la técnica de simulación. Esta técnica permite considerar el sistema es-

tructural en su conjunto, los diversos modos de fallo, etcétera. Es fácil comprender su flexibilidad a partir del comentario realizado en la sección correspondiente.

## 5. BIBLIOGRAFIA

1. American Petroleum Institute, 1979. Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms. APL Production Dept., Dallas (Texas).
2. BAKER, M. J., 1979. Design rationale for Offshore Structures. IInd WEGEMT School. Trondheim (Norway).
3. BATTJES, J. A., 1979. Long-term wave statistics. IInd WEGEMT School, Trondheim (Norway).
4. COPEIRO DEL VILLAR, E., 1978. Análisis extremal de variables geofísicas. Publicación núm. 14, Lab. Puertos (Madrid).
5. DD55: 1978 (Draft for Development). Fixed Offshore Structures. British Standards Institution, London, U. K.
6. DITLEVSEN, O., 1977. On the second moment structural reliability theory. Safety of Structures, Trondheim (Norway).
7. DET NORSKE VERITAS, 1977. Rules for the design, construction and inspection of offshore structures. DnV, Oslo (Norway).
8. FLINT, A. R., 1976. Design objectives for offshore structures in relation to social criteria. BOSS '76, Trondheim (Norway).
9. LIND, N. C., 1977. Reliability-based structural codes optimization theory. Safety of Structures, Trondheim (Norway).
10. LOSADA, M. A., 1980. Mound breakwaters under wave attack. International Seminar, Univ. Santander.
11. DEL MORAL, R., 1979. Diseño óptimo de un dique. Laboratorio de Puertos, M.O.P.U.
12. MOSES, F., 1976. Reliability of structural systems. Boss '76, Trondheim (Norway).
13. MOSES, F., 1977. Safety and reliability of offshore structures. Safety of Structures, Trondheim (Norway).
14. VENEZIANO, D., 1977. Synopsis of some recent research on reliability formats. Safety of Structures, Trondheim (Norway).

# ASTILLEROS

## ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES EN EL MES DE MAYO DE 1982

### BOTADURAS

**Astilleros del Atlántico.**—«PEÑA LABRA». Carguero polivalente de cargas secas de 1.600 TRB y 3.100 TPM. Armador: Naviera Atria, S. A. Motor propulsor: Aesa/Sulzer, tipo ASL25/30, de 1.945 BHP a 1.000 rpm.

**Astilleros del Cadagua.**—«TUNAURO SEGUNDO». Atunero congelador de 1.250 TRB y 1.450 TPM. Armador: Tuna-Loa, S. A., de C.V. de MEJICO. Motor propulsor: General Motors, tipo GM-20-645-E7BL, de 3.600 BHP a 900 rpm.

**Astilleros Construcciones. Factoría de Meira.**—«CITANIA». Pasaje de 1.050 TRB y 428 TPM. Armador: Cruceros Ría de Vigo, S. A. Motores propulsores: dos Barreras/Deutz, tipo SBA-8M-528, de 1.275 BHP a 900 rpm cada uno.

**Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.**—Granelero de 20.500 TRB y 35.000 TPM. Armador: Biscay Marine Cargo Corp., de GRECIA. Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 5L67GFCA, de 10.900 BHP a 123 rpm.

**Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.**—Granelero de 20.487 TRB y 35.000 TPM. Armador: Swift Ocean Maritime Corp., de GRECIA. Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 6L67GFCA, de 13.100 BHP a 123 rpm.

Transporte de productos petrolíferos de 9.890 TRB y 15.500 TPM. Armador: Marítima Petrolquímica, S. A. (MAR-PETROL). Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 6L45GFCA, de 5.910 BHP a 175 rpm.

**Astilleros de Murueta.**—«ALTEA». Carguero de 1.587 TRB y 3.054 TPM. Armador: Naviera Alicantina, S. A. Motor propulsor: MAK, tipo 8MU452AK, de 1.800 BHP a 500 rpm.

**Astilleros Ojeda y Aniceto.**—Pesquero de 120 TRB y 100 TPM. Armador: José J. Moreno Barroso. Motor propulsor: Echevarría/B&W, tipo 405-26-FO, de 500 BHP a 400 rpm.

**Balenciaga.**—«URALAR QUINTO». Portacontenedores de 1.585 TRB y 4.100 TPM. Armador: Naviera Uralar, S. A. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo RBV6M358, de 2.000 BHP a 365 rpm.

**Enrique Lorenzo y Cía.**—Roll-on/Roll off de 1.193 TRB y 1.700 TPM. Armador: Antonio Armas Curbelo, S. A. Motor propulsor: 2 M.A.K., tipo 8M332, de 2.000 BHP a 850 rpm.

### PRUEBAS OFICIALES/ENTREGAS

**Astilleros Ardeag.**—«ABREGO». Pesquero de 147 TRB y 100 TPM. Armador: Domingo Fernández y Otro. Características principales: eslora total, 29,02 m.; eslora entre perpendiculares, 24 m.; manga, 6,6 m.; puntal, 3,3 m., y calado, 2,8 m. Capacidad de bodegas: 85 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Echevarría/B&W Alpha, tipo 405-26-FO, de 600 BHP a 400 rpm.

«ANA». Remolcador de 145 TRB y 79 TPM. Armador: Remolques del Mediterráneo, S. A. Características principales: eslora total, 24 m.; eslora entre perpendiculares, 21,5 m.; manga, 7,15 m.; puntal, 3,5 m., y calado, 2,75 m. Motor propulsor: MWM, tipo TBD440BK, de 1.632 BHP a 1.000 rpm.

**Astilleros de Huelva.**—«LAGO VICTORIA». Portacontenedores de 1.990 TRB y 3.350 TPM. Armador: Naviera Lagos, S. A. Características principales: eslora total, 111,5 metros; eslora entre perpendiculares, 102 m.; manga, 15,778 m.; puntal, 8,65/6 m., y calado, 5,454 m. Capacidad de bodegas: 190 TEU. Motor propulsor: Bazán/Man, tipo

V6V-40/54A, de 7.500 BHP a 450 rpm. Velocidad en pruebas: 19,36 nudos.

**Astilleros Ojeda y Aniceto.**—«ESCAMA XXIV». Pesquero de arrastre por popa de 250 TRB y 244 TPM. Armador: Banco Nacional Pesquero y Portuario, S. A. (BANPESCA), de MEJICO. Características principales: eslora total, 37,8 metros; eslora entre perpendiculares, 32 m.; manga, 8,3 metros; puntal, 4/3,08 m., y calado, 3,3 m. Capacidad de bodegas: 225 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Caterpillar, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 rpm.

**Astilleros de Murueta.**—«ALTEA». Carguero de 1.587 TRB y 3.054 TPM. Armador: Naviera Alicantina, S. A. Características principales: eslora total, 84,39 m.; eslora entre perpendiculares, 76,2 m.; manga, 13,7 m.; puntal, 6,36 m., y calado, 5,09 m. Capacidad de bodegas: 3.847 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: MAK, tipo 8MU452AK, de 1.800 BHP a 500 rpm. Velocidad en pruebas: 12,67 nudos.

**Astilleros y Talleres Celaya.**—«UR». Remolcador de 145 TRB y 79 TPM. Armador: Cía. de Remolcadores Ibaizabal, Sociedad Anónima. Características principales: eslora total, 24 m.; eslora entre perpendiculares, 21,5 m.; manga, 7,15 m.; puntal, 3,5 m., y calado, 2,75 m. Motor propulsor: Waukesha, tipo L5792DSIM, de 1.420 BHP a 1.215 rpm. El casco fue construido por ASTILLEROS ARDEAG con el número 132.

**Astilleros y Varaderos José Valiña Lavandeira.**—«IRIA FLAVIA». Draga de succión de 925 TRB y 1.585 TPM. Armador: Arenas y Gravas del Ulla, S. A. Características principales: eslora entre perpendiculares, 65 m.; manga, 12 m.; puntal, 4,25 m., y calado, 3,5 m. Motores propulsores: dos Barreras/Deutz de 750 BHP a 750 rpm cada uno.

**Construcciones Navales P. Freire.**—«MONTE DE VIOS». Pesquero congelador de arrastre por popa de 245 TRB y 190 TPM. Armador: Congeladores Cies, S. A. Características principales: eslora total, 39,05 m.; eslora entre perpendiculares, 33,68 m.; manga, 7,25 m.; puntal, 3,9 m., y calado, 3,6 m. Capacidad de bodega: 240 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: ABC, tipo 8MDXC, de 1.200 BHP a 750 rpm.

**Juliana Constructora Gijonesa.**—«GUIARD». Frigorífico de 3.080 TRB y 3.500 TPM. Armador: Naviera Insular Frigorífica, S. A. (NAVIFRISA). Características principales: eslora total, 103,75 m.; eslora entre perpendiculares, 94,5 metros; manga, 16 m.; puntal, 9,5/4,15 m., y calado, 6,3 m. Capacidad de bodegas: 186.000 p<sup>3</sup>. Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 5K45GFC, de 4.400 BHP a 227 rpm.

**Marítima de Axpe.**—«ESCAMA IV». Pesquero de arrastre por popa de 250 TRB y 244 TPM. Armador: Banco Nacional Pesquero y Portuario, S. A. (BANPESCA), de MEJICO. Características principales: eslora total, 37,8 m.; eslora entre perpendiculares, 32 m.; manga, 8,3 m.; puntal, 4 m., y calado, 3,3 m. Capacidad de bodegas: 225 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Caterpillar, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 rpm. Velocidad en pruebas: 12 nudos.

**Marítima del Musel.**—«ENCOFRADOR». Aluminero de 3.900 TRB y 6.400 TPM. Armador: Naviera Aramo, S. A. Características principales: eslora total, 107 m.; eslora entre perpendiculares, 99 m.; manga, 17 m.; puntal, 9 m., y calado, 6,9 m. Capacidad de bodegas: 6.300 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: dos Mak, tipo 6M453AK, de 2.200 BHP a 550 rpm cada uno.

**Sociedad Metalúrgica Duro Felguera.**—«DURO-DIEZ». Carguero de 4.003 TRB y 7.127 TPM. Armador: Sociedad Metalúrgica Duro Felguera, S. A. Características principales: eslora total, 104 m.; eslora entre perpendiculares, 95,4 m.; manga, 16,5 m.; puntal, 9,7 m., y calado, 7,57 m. Capacidad de bodegas: 8.914 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo RBV12M-350, de 4.000 BHP a 430 rpm. Velocidad en pruebas: 14,83 nudos.

## REUNIONES Y CONFERENCIAS

### XXXI ASAMBLEA DE ANAVE

El pasado día 2 de junio se celebró en los locales de ANAVE la Asamblea Anual, que en este año correspondía al XXXI aniversario de la fundación de OFICEMA.

Numerosa asistencia de asociados, y bajo la presidencia de don Fernando Fernández-Tapias Román, la Asamblea comenzó, como es habitual, con la presentación de la Memoria de actividades, a cargo del director general, don Fernando Casas.

A continuación se trataron diversos asuntos, reseñados en el orden del día, que fueron aprobados, interrumpiéndose la sesión para esperar la llegada del ministro de Transportes, Turismo y Comunicaciones, a la hora anunciada.

El ministro, señor Gamir, llegó acompañado de don Carlos Merino, subsecretario de Transportes, Turismo y Comunicaciones, don Alfonso Soler, director general de la Marina Mercante, y de don Ricardo Goytre, presidente del Banco de Crédito Industrial.

Con la presencia del ministro de Transportes, Turismo y Comunicaciones, don Luis Gamir, el presidente de ANAVE, don Fernando Fernández-Tapias, pronunció las siguientes palabras:

*"No hay que extenderse mucho en precisar los contornos y la estructura de nuestro sector, porque todos los conocemos y hemos vivido durante el ejercicio los diversos acontecimientos nacionales e internacionales que nos han afectado en mayor o menor grado.*

*Concretándonos a nuestro país, la Marina Mercante española, durante el año 1981, ha permanecido con un tonelaje rigurosamente constante.*

*Es decir, que no ha descendido, pero tampoco ha aumentado.*

*Lo que sí se ha producido ha sido un avance cualitativo.*

*Han desaparecido petroleros, y este tonelaje ha sido reemplazado por unidades sofisticadas y de tonelajes medios.*

*En un panorama mundial de claro estancamiento, sin aquellas cifras de crecimiento de hace unos años, con un ejercicio en que se han señalado fuertes transferencias a los pabellones de conveniencia, puede afirmarse que la situación de nuestra flota nacional se corresponde con un triunfo relativo.*

*Sin embargo, no se puede estar conformes con una trayectoria así, que podría tolerarse bajo prismas de sentido conservador, y ese no es el auténtico espíritu de los armadores españoles. Como tuve el honor de exponer a Su Majestad el Rey, las empresas navieras españolas no sólo quieren consolidarse, sino que tratan de permanecer en unos casos e introducirse en otros, en el tráfico internacional, intentando competir en todos los mares y con las banderas de todos los países.*

*Ahora bien, las dificultades institucionales para la realización de ese deseo han llevado, como una costumbre, a que la tónica tradicional de las manifestaciones del presidente de la Asociación, con motivo de su discurso anual ante nuestra Asamblea, suponga un lamento porque no han sido tomadas por la Administración aquellas medidas conducentes a hacer posible el salto adelante de la flota española.*

*Me resisto a insistir en el puro acto de una lamentación porque, ya hace varios años, que junto a la motivada queja proponemos medidas concretas capaces de hacer efectivo ese progreso de nuestra Marina Mercante. Y de estas medidas propuestas quiero hablaros.*

*La Asociación ha trabajado durante los dos últimos años y el Ministerio ha acogido favorablemente estos trabajos con los que se pretendía actualizar*

*el marco normativo, a fin de situar a nuestra flota en línea de competitividad internacional.*

*El hecho de que el instrumento elegido por el ministro don José Luis Álvarez fuese una Ley de Ordenación de la Marina Mercante, o que ahora, como ha anunciado nuestro actual ministro don Luis Gamir, se proceda paso a paso y norma a norma, avanzando en esta línea, a los armadores les resulta indiferente.*

*La realidad es que lo que quiere la comunidad naviera es que el proceso sea efectivo y, además, dinámico.*

*La situación es clara:*

*Tres grandes problemas son los que afectan de un modo u otro a la Marina Mercante española y alejan a los buques de nuestro pabellón de la competitividad de otros países marítimos tradicionales.*

*Detengámonos, aunque sea brevemente, en estas tres áreas de problemas:*

*En la primera nos encontramos con una fiscalidad que no trata por igual, ni el servicio prestado de transporte, ni el buque que sirve para realizarlo.*

*Este tema, que aparentemente puede ser resuelto en el futuro con la aplicación del IVA, de momento supone una carga creciente, y abiertamente discriminatoria, en favor de nuestros propios competidores y en casos tan concretos como los buques construidos por los propios astilleros españoles.*

*Un segundo factor de discriminación lo constituye la cautividad del mercado que encontramos las compañías navieras al acceder a los diferentes recursos de explotación de las compañías. Me refiero, entre otros, a la construcción, reparación, tripulaciones, seguro de los buques, precios de los combustibles, etc.*

*Es necesario alejarse de una política autárquica, a través de un proceso de internacionalización de las prácticas de acceso al mercado internacional, superando las barreras a la importación, arancelaria, impuesto de compensación de gravámenes interiores, etc.*

*Ahora bien, respecto de este punto, entendemos que si ésta es la dirección que hay que tomar, las circunstancias pueden exigir, en determinados casos, medidas transitorias de apoyo a la utilización de recursos nacionales. Pero, eso sí, como medidas coyunturales insertas en el marco claro de una política a largo plazo.*

*Como puede suceder hoy con los tripulaciones o en la construcción de buques para el transporte de nuestros principales graneles.*

*Así, en el plan general que hemos presentado para la recuperación de tráfico de los principales graneles y dentro de la deprimida y grave situación de los astilleros hoy, hemos tenido en cuenta y comprendido que puede ser necesaria una actuación solidaria, que sin impedir la realización de esas grandes líneas de actuación internacional a largo plazo, contemple la angustiosa situación transitoria del mercado de nuevas construcciones y la posible colaboración de la Marina Mercante para ayudar a superar el mal momento.*

*Otro punto de tratamiento discriminatorio, que hemos expuesto reiteradamente y que nuestro ministro conoce, porque hemos tenido la oportunidad de exponérselo recientemente, es la oferta por parte de CAMPSA de combustibles para la propulsión de nuestros buques, que resultan superiores en precio, a los que disfrutaban los buques de pabellón extranjero en nuestros propios puertos.*

*Esta discriminación que, evidentemente, no compete al Ministerio de Transportes, si pedimos a nuestro Ministerio que nos apoye y tutele decididamente para superar y salir de una situación tan injusta.*

*Un tercer área es la imperiosa necesidad de apo-*

yar determinados tráficos, como las líneas regulares internacionales, el cabotaje, cargas especiales, etcétera.

No se trata, en estos casos, de pedir unas tarifas de protección, sino una atención a la utilización de la flota española, que permita consolidar una parte importante de nuestro tráfico exterior.

Hay otros aspectos en los que la dinámica de adaptación a las prácticas de nuestros países competidores y a la evolución de las técnicas exigen una actualización permanente. Me refiero al tema de los Cuadros Mínimos Indicadores de los buques, tanto en el aspecto cuantitativo como en el cualitativo.

Hay que tener en cuenta que el mayor grado de capacitación profesional debe entenderse no como una valoración absoluta en sí, sino como una valoración relativa a las necesidades concretas de los buques y de los tráficos.

Es imprescindible superar la rigidez de las disposiciones legales, generalmente, muy viejas y defecuosamente complementadas, ya que dificultan la competitividad de nuestros buques.

Es preciso que tanto los titulados superiores de la Marina Mercante como los de formación profesional náutico-pesquera, encuentren una clara oportunidad de empleo en nuestra flota, sin esas limitaciones legales y de falta de coordinación administrativa que sitúan desfavorablemente la capacidad de competencia de nuestro pabellón, particularmente, en las unidades más pequeñas.

Un aspecto que no puedo dejar de comentar es el de la necesaria adaptación de nuestra industria de construcción naval. Al permanecer cautivo el mercado de nuevas construcciones para los armadores nacionales, la capacidad constructiva por tipos de buques de este mercado hace que en momentos de baja demanda internacional de nuevas construcciones se produzca la tentación y el consiguiente y permanente peligro de que se coloquen sus excedentes de producción en forma irrazonable, tanto por la vía de sobresaturar y, en consecuencia, hundir mercados en los que trabaja nuestra flota hoy en servicio, como proporcionando al armamento extranjero, unas herramientas en condiciones tan favorables que imposibilitan la competencia de nuestros propios buques en esos mercados internacionales.

Apoyamos decididamente una eficaz reestructuración de los astilleros, así como el esfuerzo que el Gobierno ha demostrado en favor de ese objetivo. Pero no podemos menos de hacer una llamada, grave y urgente, en el sentido de que esa reforma no sea a expensas del desarrollo futuro de la industria naviera española.

Todas estas medidas que hemos enumerado no son más que un sintético resumen de necesidades que nos esforzamos en trasladar al poder ejecutivo de nuestra sociedad. A un poder que tratamos de convencer, y no de presionar, a través de una labor de clarificación y estudio constante del papel potencial de nuestra Marina Mercante dentro del contexto de la economía nacional.

Somos conscientes de que esto exige un ámbito favorable, una comprensión tanto a nivel de las demás instituciones sociales como, particularmente, de los programas políticos que presiden el desarrollo de actuación de los partidos que configuran el espectro político de la nación.

Sabemos que sin esa comprensión y convencimiento profundo de las necesidades marítimas, no se hará política eficaz de Marina Mercante.

Ni los programas de partido recogerán ideas coherentes para definir líneas de política marítima, susceptibles de desarrollarse, a medio y largo plazo,

y estructurarse en una coordinación administrativa, que hoy día dista mucho de encontrar una calificación aceptable.

Ante el panorama de unas más o menos próximas elecciones, nuestras empresas no pueden dejar de ser conscientes de que sólo pueden confiar en aquellos grupos que definan coherentemente, con una clara orientación de mercado y de libre empresa el desenvolvimiento futuro de nuestra Marina Mercante, librándola, de una vez por todas, de cualquier pretensión dirigista.

Porque en el fondo esa pretensión se traduce permanentemente en una ineficacia, impidiendo el desarrollo de nuestra actividad económica.

Al declarar que no puede ser soportado el dirigismo, nuestra comunidad empresarial quiere dejar bien claro que lo que queremos es contribuir a establecer las bases de una sociedad con mayor grado de libertad y superior capacidad de desarrollo económico.

Por eso, no quiero dejar sin definir nuestra postura y la aspiración a obtener el máximo grado de categoría y profesionalidad en el órgano de la Administración que rija nuestra Marina Mercante. Y en este sentido no podemos renunciar a nuestra "vieja" Subsecretaría.

Yo señalaría tres puntos fundamentales, que deben concurrir en este órgano rector:

En primer lugar, un alto grado de profesionalización.

En segundo lugar, una capacidad de coordinación de las diferentes materias que comprende el ámbito marítimo.

Y, finalmente, un respaldo político claro y rotundo por parte del Gobierno, que permita hacer más eficaz una labor tan importante como es la actividad marítima.

La segregación de una Dirección General de Marina Mercante, partiendo de aquella Subsecretaría de Pesca y Marina Mercante, obliga a suponer que se ha valorado más la cuantía política de los problemas que ha presentado la pesca, que la efectiva importancia que en el ámbito económico tiene el hecho marítimo.

Aunque sólo sea a título de ejemplo, la separación de competencias entre la pesca y Marina Mercante ha provocado el trastorno de la inclusión de la formación de los profesionales náutico-pesqueros y del empleo de sus titulados en el Ministerio de Agricultura.

Aun siendo anecdótico, nos alegra que los roces que ha provocado la conjunción de las dependencias citadas del Ministerio de Agricultura y de Marina Mercante hayan encontrado la separación de las primeras, asignándolas un nuevo y espacioso edificio en el que desempeñen sus funciones más confortablemente.

En cuanto al tema de profesionalidad, quiero señalar el elevado espíritu y dedicación que siempre hemos encontrado en los funcionarios de la Marina Mercante.

No podemos estar en contra de una posible y continuada mejora en este campo. Teniendo que resaltar que muchos de los ataques que se han dirigido a sus funcionarios, no son en el fondo más que deseos de sustituirles en sus responsabilidades. Si es legítima la competencia de nuestros profesionales, entendemos que la actividad económica requiere pasos muy medidos y soluciones progresivas y no traumáticas.

Creo que el ministro de Transportes que nos acompaña habrá comprendido, tras estos meses de trabajo en el sector, la importancia que tiene y la

gran perspectiva de contribución a la sociedad que representa.

Tengo la confianza de que tanto en su labor futura en el seno del Gobierno como en el campo político, sea un hombre de la Marina Mercante y contribuya, decididamente, a definir el marco en el que nuestra flota pueda dar el gran salto hacia adelante que todos nosotros estamos esforzados en preparar.

Si estas breves palabras contribuyen a demostrar una vez más esa voluntad de esfuerzo, diario y repetido, de nuestras empresas navieras;

Si también sirven para recordar los servicios que a la economía nacional presta nuestro sector;

Si dentro de repetir conceptos conocidos y argumentos reiteradamente manejados habéis encontrado el eco de una fe en nuestras posibilidades, de una esperanza en que alcancen la fibra sensible de nuestra administración;

Si, finalmente, he logrado ser portavoz de vuestras inquietudes y exhortaros a permanecer un año más vigilantes ilusionados, me daré por satisfecho.

Y os agradeceré, de corazón, la atención a unas palabras de un armador español, que no por conocidas dejan de ser unas válidas verdades."

El ministro de Transportes, Turismo y Comunicaciones, don Luis Gamir, respondió al discurso del presidente manifestando que:

"El sector naviero es económicamente sano e internacionalmente competitivo. La sociedad en su totalidad tiene una obligación de solidaridad con la construcción naval en su actual crisis y resulta obvio que no debe ser el sector armador de la Marina Mercante el único al que se le transmiten los costes de infraestructura existentes. Se insiste en la necesidad de la colaboración general de la sociedad con la construcción naval, que tanto ha hecho por nuestra economía, y no que sea un único sector el que tenga que enfrentarse con la transmisión de estos costes."

Don Luis Gamir añadió:

"Que reconocía la labor que el sector público había realizado en la Marina Mercante, pero que deseaba mencionar que el protagonismo en este sector lo había tenido la iniciativa privada, lo que no ha ocurrido en todos los sectores del transporte.

La polémica sobre la liberalización o proteccionismo de la Marina Mercante se debe ver con pragmatismo y sin dogmatismos. En el grado en que se protege a la construcción naval, a los seguros del ramo, etc., se incrementan los costes de la Marina Mercante. Por ello, una cierta protección a los armadores implica una compensación del incremento de costes con lo que su "protección efectiva o el valor añadido" es nula: sirve únicamente para compensar los mayores costes que tiene que soportar frente a sus competidores extranjeros. Así, la política de liberalización —objetivo conveniente— debe ser cuidadosamente coordinada, pero no ahogar a nuestra Marina Mercante.

Existen algunas paradojas en el tratamiento de nuestra Marina Mercante, ya que a veces se la trata peor en nuestro país que a la extranjera. Hay que reconocer, en todo caso, que se han dado muy recientemente pasos en la dirección adecuada, por ejemplo, en determinadas cláusulas de un problema tan importante para este sector, como es el del crédito."

En respuesta a una de las cuestiones planteadas por el señor Fernández-Tapias en su discurso, el ministro señaló la justicia de la exposición del presidente de ANAVE, afirmando que asumía la obligación no sólo con palabras, sino con:

"El lenguaje de los hechos de una agilización de todo lo que se debe al sector, como subvenciones de años pasados, incluido el 80, en cuanto a la subven-

ción relacionada con el gas-óleo." Concluyó sobre la cuestión, precisando que "el compromiso de una agilización era un tema complejo, fundamentalmente por una razón muy simple: porque las cantidades presupuestadas eran menores que las cantidades adeudadas. Lo cual ha planteado una complejidad especial en ese tema, que creemos que, parcialmente, aunque no totalmente, está resuelta, lo que permitirá esa agilización a que me refería, respecto a los pagos que se deben."

El ministro manifestó también la necesidad de una reestructuración de la Dirección General de Marina Mercante para incrementar su eficacia asegurando que:

"Prestaré y seguiré prestando todo el peso político a la persona que ocupe la Dirección General."

Se refirió también a la necesidad de encontrar una salida justa para los titulados de formación profesional náutico-pesquera, que sin desdoro de los titulados superiores desempeñan una profesionalidad reconocida.

Terminó afirmando la necesidad de la máxima colaboración entre el sector y la Administración:

"No me considero el presidente del "Super-Sindicato" de la Marina Mercante, porque no me habéis elegido para ese puesto, sino el miembro del Gobierno que tiene que dedicarse especialmente a los problemas de vuestro sector." "Estoy dispuesto a que trabajemos juntos, a que nos unamos sector y Administración, no sólo para "estar juntos", sino para "hacer algo juntos", como dijo Donoso Cortés. Para trabajar juntos con vistas al desarrollo de ese sector de indudable futuro en la economía española que con claridad es nuestra Marina Mercante."

A continuación, don Juan María Gómez-Mariaca, presidente de la Comisión de Buques-Tanque de ANAVE, planteó la cuestión del exceso de buques petroleros, los problemas planteados y los orígenes de la situación, así como sus posibles soluciones

El ministro respondió que conocía el tema y que aceptaba el reto de lograr el entendimiento necesario entre los tipos de empresas para alcanzar una fórmula de entendimiento y resolver la crisis planteada.

A continuación, el presidente levantó la sesión, reuniéndose los asistentes, junto a invitados y periodistas, para celebrar el final de la XXXI Asamblea de la Asociación de Navieros Españoles.

## VARIOS

### NECROLOGIAS

A principios de este mes de julio se celebró en la Escuela de Ingenieros Navales, mediante la convocatoria conjunta de la Dirección de dicha Escuela y del Colegio de Ingenieros Navales, una misa por las almas de D. Luis Ruiz-Jiménez y de D. Javier Olavarría del Campo.

D. Luis Ruiz-Jiménez, de la primera promoción de ingenieros navales, de 1917, ha fallecido a la edad de ochenta y ocho años, siendo el último de un grupo de ingenieros en los que puede decirse se basa la actual construcción naval en España. Un puntilloso caballero, buen conocedor de los problemas de la administración de empresas, fue director gerente durante muchos años de la Empresa Nacional Bazán de Construcciones Navales Militares. Como tal dirigió la transformación del Consejo Ordenador que se hizo cargo de los astilleros que componen la empresa, conduciéndola a lo que es en la actualidad.

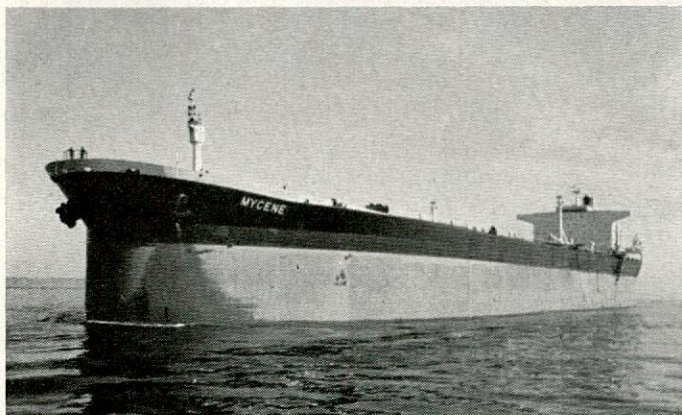
Muy distinta ha sido la vida, la corta vida, de Javier Olavarría, que la muerte no sabe de edades. Todavía no formaba parte de la nómina de ninguna empresa y estaba trabajando como becario en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas cuando le sorprendió el fin. Una vocación por una profesión que se cortó de raíz.

Han dejado huellas muy distintas, pero, con el mismo afecto de hermandad, solicitamos un recuerdo para nuestros compañeros muertos y expresamos nuestra condolencia a sus respectivas familias.



# ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

## BUQUES



CARGUEROS DE LINEA  
POLIVALENTES  
GRANELEROS  
MINERALEROS  
PETROLEROS DE CRUDO  
PETROLEROS DE PRODUCTOS  
OBOS  
CEMENTEROS

CEMENTEROS/GRANELEROS  
PORTACONTENEDORES  
ROLL-ON/ROLL-OFF  
ROLL-ON/ROLL-OFF Y  
LIFT-ON/LIFT-OFF  
FRIGORIFICOS  
LPG  
LNG

PESQUEROS  
REMOLCADORES Y  
EMBARCACIONES AUXILIARES  
BUQUES DE PASAJE,  
VELEROS Y YATES  
DIQUES FLOTANTES  
EQUIPOS DE DRAGADO  
INSTALACIONES FLOTANTES

**SOLICITE INFORMACION A: ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.**

OFICINAS CENTRALES: PADILLA, 17-MADRID-6-Apartado 815

Teléfono 4357840 - Telex 27690 Astil E-27648 Astil E - Telegramas ASTILLEROS-MADRID

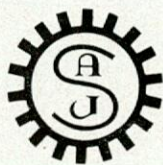
# S. A. JULIANA

## CONSTRUCTORA GIJONESA

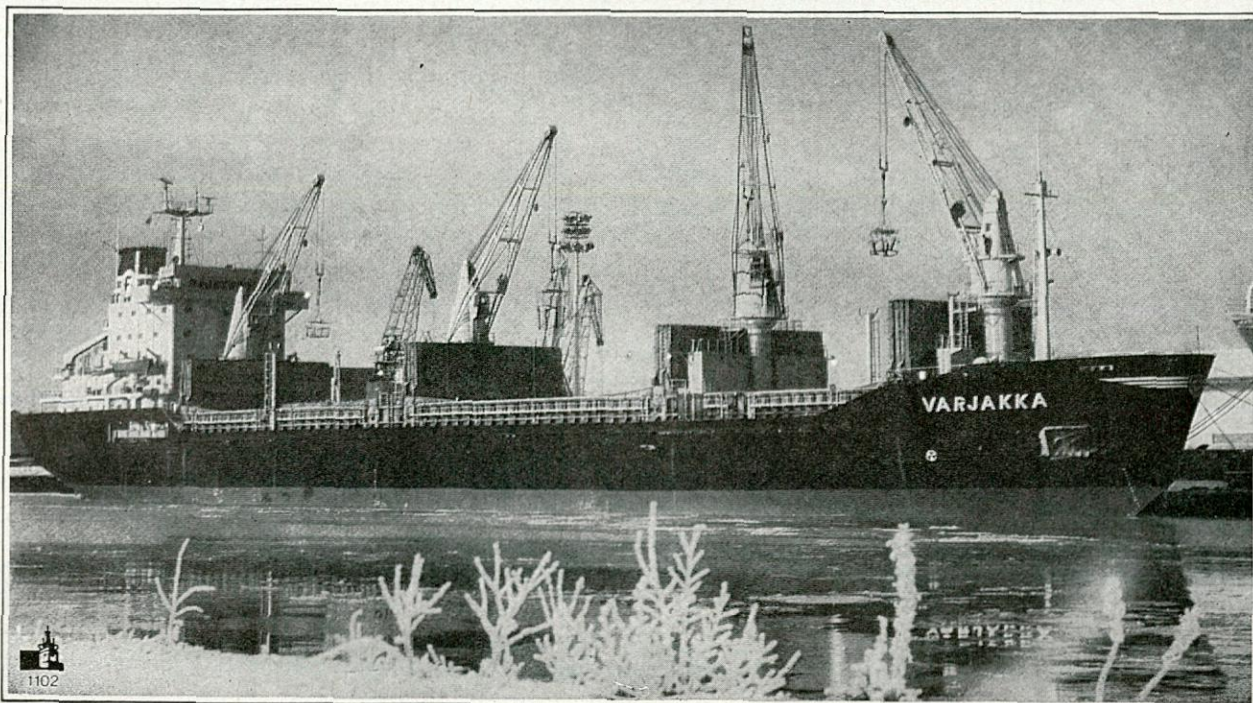
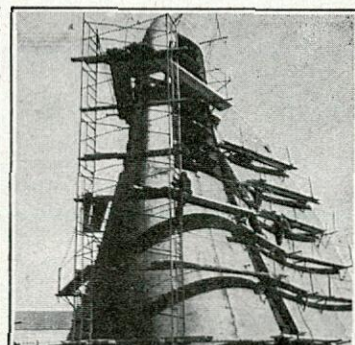
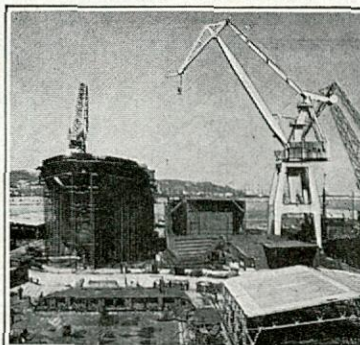
(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)

### CONSTRUCCION Y REPARACION DE TODO TIPO DE BUQUES

- ▣ 2 DIQUES SECOS DE 125 y 170 m.
- ▣ 2 GRADAS DE 180 m.

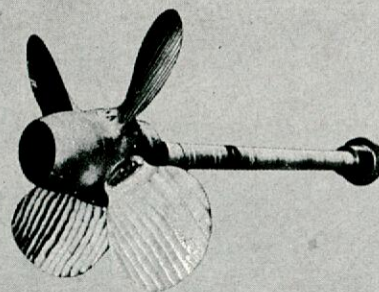


S.A. JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA  
Apartado 49 - Tel. 32 12 50 • GIJON  
Telex 87409 - JUNA-E Teleg : JULIANA





- HELICES DE PASO CONTROLABLE
- LINEAS DE EJES COMPLETAS
- CONTROLABLE PITCH PROPELLER
- COMPLETE SHAFTINGS.

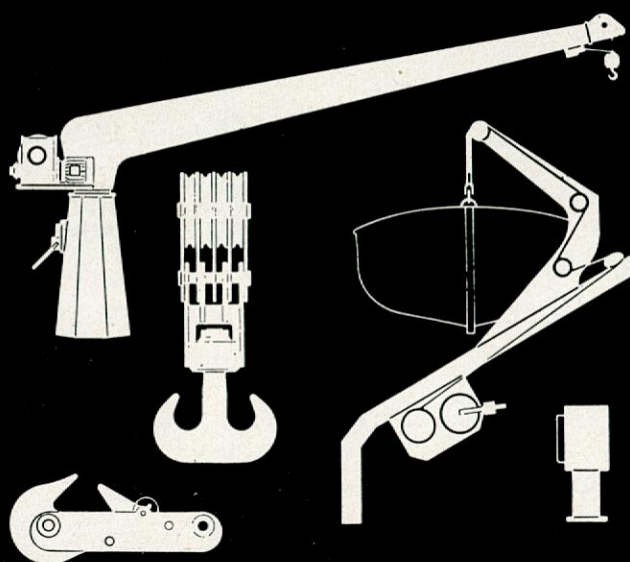


- HELICES DE MANIOBRA DE PÀSO FIJO
- HELICES DE MANIOBRA DE PASO CONTROLABLE
- BOW THRUSTERS, FIXED PITCH
- BOW THRUSTERS, CONTROLABLE PITCH



**EIMAR - WEHR S.A.**

**EIMAR-WEHR**  
 Políg. Ind. de Malpica, calles A y D  
 Tel.: 29 93 50  
 Telex: 58163  
 Apartado Correos 5031  
 ZARAGOZA (ESPAÑA)



**FERRI**

AUXILIAR



C. NAVAL

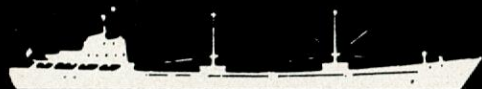
**VALVULAS DE AIREACION DE TANQUES.**  
 TANK VENT CHECK VALVES

**MOTONES Y CUADERNALES DE CARGA**  
 HASTA 250 t.  
 BLOCKS UP TO 250 t.

**GANCHOS DE REMOLQUE Y AMARRE**  
 HASTA 250 t.  
 TOWING AND MOORING HOOKS UP TO 250 t.

**PESCANTES RADIALES PARA SERVICIOS.**  
 RADIAL DAVITS.

**PESCANTES DE BOTES SALVAVIDAS.**  
 LIFEBOAT DAVITS.



INDUSTRIAS FERRI, S.L. - Apartado 617 - VIGO - ESPAÑA - Tels.: (986) 29 91 02 - 29 90 52 - Télex: 83377 FERRI E



#### **ELESA - 21:**

Aceite lubricante para engranajes en condiciones de trabajo muy severas. Debido a su extraordinaria capacidad antidesgaste, han sido **CERTIFICADOS** por F. Z. G. como «KEINE SCHADEN» (ningún daño).

#### **ELESA - HLP:**

Aceite de alto rendimiento para sistemas hidráulicos.

#### **ELESA - LS:**

Aceite para compresores rotativos y alternativos.

#### **ELESA - SN:**

Aceite para herramientas neumáticas.



**ELECTROFILM ESPAÑOLA, S. A.**

Teléf. 246 78 00 (7 líneas). Cables: Elesafilm. Madrid  
Télex: 42478 FILM E. C/. Conde de Vilches, 13  
Edificio ELESA. Madrid-28 (España)

#### **BARCELONA-5**

Edificio Pedro IV. C/. Pujadas, 77 y 79, 3.º, 3.º  
Teléfonos 309 14 50 y 309 17 16

## FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

### Asociación de Ingenieros Navales de España

#### NUEVAS PUBLICACIONES:

«**INCIDENCIA DE LOS FACTORES MACROECONOMICOS SOBRE LA EVOLUCION DE LA INDUSTRIA DE CONSTRUCCION NAVAL EN EL PERIODO 1973-79: LAS CRISIS SUPERPUESTAS**»

Autor: Manuel Angel Martín López, Dr. Ing. Naval

«**NAVEGACION FLUVIAL. POSIBILIDADES DE NAVEGACION DE LA RED FLUVIAL ESPAÑOLA**»

Autores: José F. Núñez Basañez, Ing. Naval, y Amadeo García Gómez, Ing. Naval

«**SEGURIDAD NUCLEAR. PROTECCION DEL MEDIO AMBIENTE**»

Autor: José Luis González Díez, Ing. Naval

«**ALBUM DE DEFECTOS EN LINGOTES Y EN PRODUCTOS FORJADOS Y LAMINADOS**»

Autores: Florencio Casuso y Antonio Merino.

«**CIRCUITOS LOGICOS Y MICROPROCESADORES**»

Autores: Roberto Faure Benito, Jaime Tamarit Rodríguez y Amable López Piñeiro

PEDIDOS A: **Fondo Editorial de Ingeniería Naval**

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales

Avda. del Arco de la Victoria, s/n. Ciudad Universitaria. Madrid-3

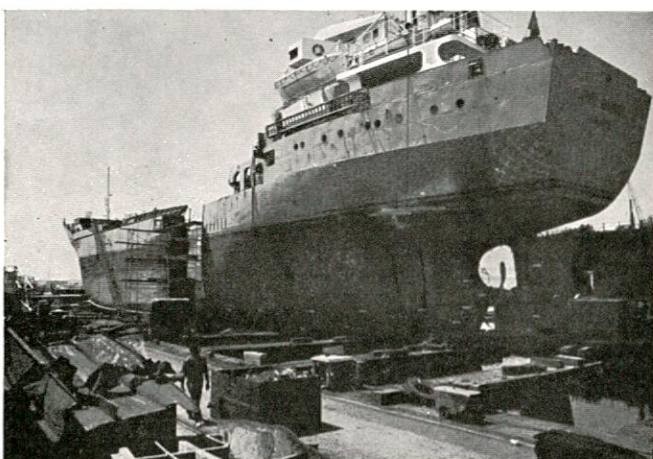
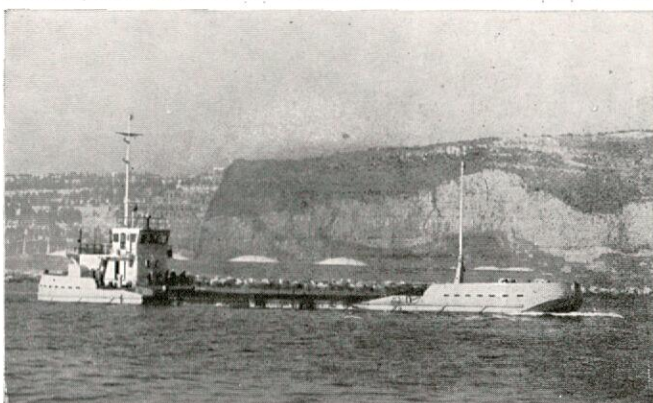
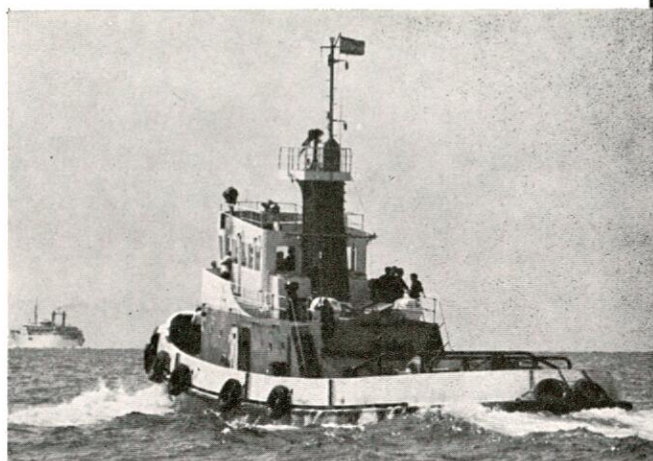
# UNION NAVAL DE LEVANTE, S.A.

TALLERES NUEVO VULCANO

## CONSTRUCCION DE BUQUES DE HASTA 1.000 TRB

ESPECIALISTAS EN ARTEFACTOS  
Y EQUIPOS FLOTANTES  
PARA PUERTOS

- PONTONAS Y GABARRAS
- DRAGAS Y GRUAS
- GANGUILLES HIDRAULICOS
- REMOLCADORES
- PESQUEROS
- CARGUEROS

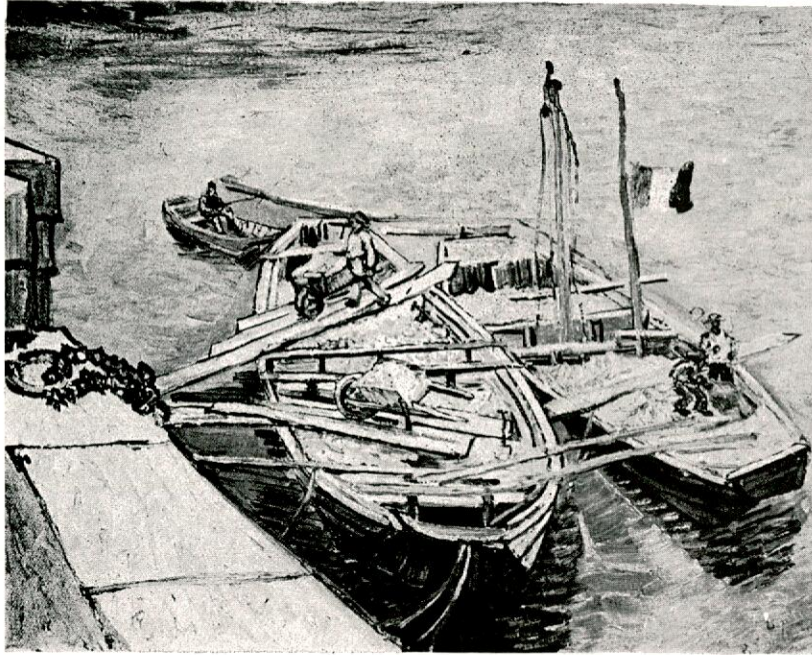


## REPARACION Y TRANSFORMACION DE BUQUES

- \* DIQUE SECO de 50.000 TPM de capacidad.  
*El mayor de la costa Española del Mediterráneo.*
- \* DIQUE FLOTANTE DE 2.000 Tons. de fuerza  
ascensional.
- \* DIQUE FLOTANTE DE 6.000 Tons. de fuerza  
ascensional.
- \* DIQUE FLOTANTE DE 8.000 Tons. de fuerza  
ascensional. (Valencia)

<b>BARCELONA (3)</b> Apartado / P.O. Box 141 Tel.: 319 42 00 Telex: 52030 UNALE	<b>MADRID (9)</b> Alcalá, 73 Tels.: 435 45 40 Telex: 43892 UNALE-E	<b>VALENCIA (11)</b> Apartado / P.O. Box 229 Tel.: 323 08 30 Telex: 62877 UNALE
--	---	--

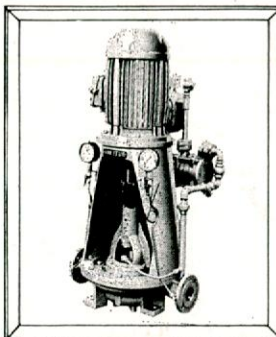
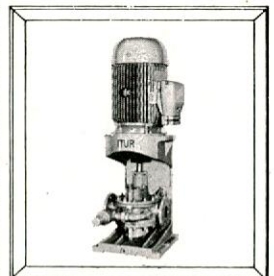
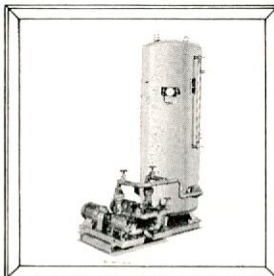
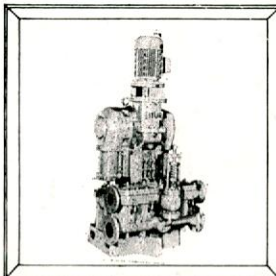




*Muelle  
del Ródano.  
VINCENT  
VAN GOGH*

# Bombas para la marina con una firma de relieve.

Van Gogh, una firma de relieve  
reconocida internacionalmente en el mundo del arte.



Así es también ITUR, un prestigio creciente, con más de 60 años al servicio de la industria naval y cubriendo todas las necesidades de bombeo que pueden presentarse en un buque:

Lubricación y refrigeración, por agua salada o dulce, de los motores principales. Trasiego de combustibles. Achique de sentinas, lastre, baldeo y contra-incendios.

Limpieza del parque de pesca, circulación de viveros y salmuera, bombeo de vísceras y

residuos de pescado, en los modernos buques factoría y atuneros congeladores.

Equipos hidróforos de agua a presión, salada o dulce. Servicios de calefacción y de aire acondicionado, etc.

Solicite más amplia información a su proveedor habitual o al fabricante

**ITUR**  
fuente de soluciones

**BOMBAS  
ITUR**

**MANUFACTURAS  
ARANZABAL, S. A.**

Apartado 41  
Telf. (943) 85 12 45 - 85 13 45 (10 líneas)  
Telegramas ITUR  
Telex 36335 - ARANZ-E y 36359 - ITUR-E  
Zarauz (Guipuzcoa) España

Representantes y servicio post-venta en todo el país.