

Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

Fundador: AUREO FERNANDEZ AVILA, Ingeniero Naval

Director: LUIS DE MAZARREDO BEUTEL, Ingeniero Naval

AÑO XXVIII

MADRID, ABRIL DE 1960

NUM. 298

Sumario

	Páginas
El proyecto de varaderos, por Alvaro G. de Aledo Rittwagen, Ingeniero Naval	144
Problemas que plantea la energía nuclear en la industria naval, por Amalio Saiz de Bustamante, Ingeniero Naval	153
Observaciones sobre el manejo de los evaporadores tipo «Weir» y similares, por Alfonso Martínez Alonso, Ingeniero Naval	160
Prescripciones de estabilidad de diferentes países, por Erich Danckwardt, Traducido por R. M. D.	163

INFORMACION DEL EXTRANJERO

Congreso Internacional de Estructuras de Barcos (ISSC)	171
Exposición de máquinas-herramienta en Hannover	171
El carguero «Todos os Santos»	171
Entrega del petrolero «Emma Fernström»	171
Entrega del petrolero «Esso Brussels», de 40.800 t. p. m.	172
Últimas entregas francesas	172
La construcción naval mercante francesa en 1959	175
Botadura del «Pearl Sea»	175
Pintura de imprimación que neutraliza el óxido	176
XXXIII Congreso Nacional de la Asociación Técnica de Fundición Francesa	176

INFORMACION NACIONAL

Botadura del buque frutero «El Baztán»	177
Pruebas oficiales del «Docampo»	177
Pruebas del «Mar de los Sargazos» y del «Mar de Africa»	177
Weir Española, S. A.	178
Entrega del «Venturo»	178
Botadura de «El Caleyó»	178
Incremento de la flota de la Compañía Naviera Vascongada	179
Normas UNE	179

INFORMACION LEGISLATIVA 180

BIBLIOGRAFIA 181

Dirección y Administración: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.—Ciudad Universitaria.—Apartado de Correos 457. — Teléfono 23 26 51 — MADRID (3)

Suscripción: Un año para España, Portugal y países hispanoamericanos, 250 ptas. Un semestre, 140 ptas. Demás países, 300 pesetas (franqueo aparte).

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

Depósito legal M. 51 - 1958.

EL PROYECTO DE VARADEROS

Por ALVARO G. DE ALEDO RITTWAGEN
INGENIERO NAVAL

SUMARIO

0. INTRODUCCIÓN.
1. POSIBILIDADES DE APLICACIÓN DE LOS VARADEROS.
2. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LOS VARADEROS.
 - 2.1. Condiciones y coste de construcción.
 - 2.2. Condiciones y coste de la maniobra.
 - 2.3. Gastos de conservación y entretenimiento.
 - 2.4. Condiciones de explotación.
3. EL PROYECTO DE VARADEROS.
 - 3.1. Dimensionamiento y sistema de construcción del carro.
 - 3.1.1. Eslora.
 - 3.1.2. Manga.
 - 3.1.3. Sistema de construcción.
 - 3.2. Dimensionamiento de la rampa.
 - 3.2.1. Pendiente.
 - 3.2.2. Longitud de la rampa y calado útil.
 - 3.3. Distribución de cargas del buque varado sobre el carro.
 - 3.4. Presión en el giro durante la maniobra de varada.
 - 3.5. Potencia necesaria para la izada del buque.

0. INTRODUCCIÓN.

El varadero es un elemento de puesta en seco que, por sus reducidos costes de construcción, entretenimiento y explotación y por su flexibilidad de servicio, consideramos casi insustituible para la eficiente reparación de pequeño tamaño, por ejemplo, de peso muerto no superior a 5.000 Tm., para los que no resulta una solución económica el empleo de diques secos.

Creemos, pues, puede ser interesante la publicación de estas notas sobre el proyecto de varaderos, en las que nos limitamos a tratar algunos aspectos del proyecto que consideramos de la competencia del ingeniero naval.

De acuerdo con los criterios que exponemos en este artículo, se han establecido las características fundamentales del proyecto de un varadero de 1.600 Tm. de capacidad de elevación, que se encuentra en servicio desde septiembre de 1957, con resultados muy satisfactorios en su explotación.

1. POSIBILIDADES DE APLICACIÓN DE LOS VARADEROS.

Existen dos clases de varaderos: los longitudinales y los transversales.

Los varaderos transversales tienen un campo de aplicación muy restringido, limitado fundamentalmente a la varada de barcas y artefactos similares, en general con cascos ligeros y poco resistentes, para los que son especialmente adecuados. Puede convenir también su empleo por las condiciones de emplazamiento, cuando se dispone de una franja de terreno de poca anchura pero de suficiente longitud de litoral.

En este artículo nos ocuparemos únicamente de los varaderos longitudinales, que son los más comúnmente empleados.

Los varaderos longitudinales tienen prácticamente definido su límite de aplicación para buques de desplazamiento en la situación de varada no superiores a unas 5.000 Tm.

La razón esencial de carácter técnico que determina esta limitación es la existencia de esfuerzos considerables que se producen en la estructura del buque durante el movimiento de giro, en las maniobras de varada y botadura, desde que toca la proa del buque sobre el carro hasta que toda la quilla apoya sobre la línea de picaderos, esfuerzos que resultan generalmente excesivos en buques de desplazamiento mayor que el citado.

Determinan también esta limitación de tamaño consideraciones de carácter económico, ya que el coste de construcción de varaderos de mayor capacidad resulta excesivamente elevado, por la gran longitud de rampa que exigen, tanto sobre el agua para mantener permanentemente en seco toda la eslora del buque, como de la obra sumergida, que se ha de prolongar hasta conseguir un calado suficiente. Estos requerimientos se acentúan por la reducida pendiente que es preciso dar a la rampa, para mantener dentro de límites razonables tanto la potencia exigida por la izada del buque como la presión en el giro.

La excesiva longitud de la parte sumergida de la rampa, circunstancia agravada en las zonas con movimientos apreciables de marea, puede determinar una dificultad insuperable de emplazamiento si no se dispone de suficiente anchura de agua frente al varadero, ya que el extremo de la rampa puede constituir una obstrucción de importancia para la navegación. En ocasiones esta circunstancia ha obligado a proyectar la

rampa con una longitud restringida y, por lo tanto, con un calado reducido, lo que impone unas limitaciones de utilización que pueden representar un serio inconveniente para la adecuada y eficiente explotación del varadero.

Los varaderos de la capacidad admitida como máxima son poco numerosos. La capacidad más frecuente entre los de mayor tamaño es de unas 1.500 a 2.000 Tm. de desplazamiento en la varada, situación normalmente muy próxima a la de lastre, y que corresponde en buques de carga de proyecto normal a unas 3.000 a 5.000 Tm. de peso muerto.

En el año 1958 se publicó en numerosas revistas técnicas una información sobre un nuevo tipo de varadero, proyectado por la firma inglesa Mitchell Engineering Ltd., adecuado para buques hasta unas 50.000 Tm. de peso muerto. En realidad se trata de un tipo mixto de elemento de reparación en seco, que reúne las características esenciales de los varaderos, pero elimina el inconveniente señalado al no producirse la reacción en el giro descrita. La rampa de este varadero es horizontal en su extremo inferior en una longitud igual a la del carro y, por lo tanto, también lo es la línea de picaderos en esa posición del carro. Situado el buque sobre el carro momentos antes de la pleamar, al ir descendiendo la marea, el buque se asienta sobre los picaderos como en un dique seco, y no se inicia la elevación hasta que el buque se encuentra varado.

2. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LOS VARADEROS.

Las ventajas e inconveniente de un elemento cualquiera de reparación en seco deben analizarse en dos aspectos diferentes: en las condiciones y requerimientos de su construcción y en las características de su explotación. Consideraremos brevemente las siguientes cuestiones:

1. Condiciones y coste de construcción.
2. Condiciones y coste de la maniobra.
3. Gastos de conservación y entretenimiento.
4. Condiciones de explotación.

2.1. Condiciones y coste de construcción.

El proyecto y sistema de construcción de la obra de fábrica de los varaderos están extraordinariamente influenciados por las características geológicas del terreno en que se han de emplazar. Su construcción es muy sencilla en suelos de características favorables, pero incluso en estas condiciones el tiempo exigido es considerable, por el gran volumen de obra sumergida, cuya ejecución es necesariamente lenta.

No es posible efectuar con carácter general una comparación de costes, pero en terrenos favorables y hasta la capacidad admitida, el coste de construcción de un varadero debe ser muy inferior al de un dique seco o flotante de capacidad similar.

Un inconveniente es que solamente algunos elementos, en concreto el carro y el chigre de elevación, que pueden llegar a representar hasta un 25 % como máximo del coste total, pueden ser construidos por el mismo astillero, mientras que la obra fundamental debe ser subcontratada con empresas especializadas en este tipo de construcciones.

Lo mismo puede decirse de los diques secos, pero justo lo contrario sucede con los diques flotantes, en que casi la totalidad de su construcción puede realizarse, y de hecho se realiza frecuentemente por el propio astillero, con lo que se dispone de un trabajo de reserva muy interesante para absorber las fluctuaciones de ocupación de mano de obra, que necesariamente se producen en la actividad del astillero.

2.2. Condiciones y coste de la maniobra.

La maniobra de varada se efectúa en los varaderos con gran rapidez y seguridad, siempre que se hayan estudiado debidamente los accesorios y dispositivos de maniobra y de apoyo del buque, que facilitan las maniobras previas de centrado del buque sobre el carro y preparación de la varada, y se disponga de un chigre de potencia adecuada, con lo que se reduce también el tiempo de izada del buque.

Con relación al coste de la maniobra, por ejecutarse ésta en un tiempo menor que un dique seco y precisar, para un mismo tamaño de buque, el mismo personal de maniobra, son menores los gastos de mano de obra requeridos por la operación. Análogamente, el consumo de energía eléctrica es también menor, por ser menor la potencia exigida para la operación y menor el tiempo de maniobra.

2.3. Gastos de conservación y entretenimiento.

No disponemos todavía de una experiencia concreta de esta cuestión en el varadero citado, ya que el tiempo que lleva en servicio es demasiado reducido para pretender sacar conclusiones definitivas.

Los gastos de entretenimiento de la estructura metálica del carro y de dragado de la rampa para mantenerla libre de fangos son realmente reducidos. El chigre de elevación, de construcción muy robusta, y con un tiempo total de funcionamiento de solamente unos pocos centenares de horas al año, la mayor parte a cargas reducidas, no está sometido a desgastes fuertes que hagan prever unos gastos de conservación importantes. Lo mismo puede decirse de los restantes mecanismos. Únicamente puede ser necesaria la renovación a plazo no muy dilatado, digamos ocho o diez años, del cable de elevación.

En definitiva, estimamos que los gastos de conservación y entretenimiento serán similares a los de un dique seco de capacidad semejante y, desde luego, muy inferiores a los de un dique flotante.

2.4. *Condiciones de explotación.*

El acceso del personal y de los materiales a la zona de trabajo en los varaderos es satisfactorio, tanto al exterior del casco por medio de la plataforma de trabajo del carro, como a la cubierta del buque por medio de las pasarelas elevadas de maniobra y escalas portátiles.

Las condiciones de iluminación y ventilación de las zonas de trabajo en el exterior son, igualmente, excelentes.

Con vistas a la eventual construcción de buques en los astilleros de reparaciones navales, los varaderos ofrecen otra ventaja de gran importancia, por poderse utilizar eficientemente y de una manera inmediata como grada de construcción, sin necesidad de reformas ni nuevas instalaciones. La construcción en dique seco, además de suponer unas condiciones de trabajo anormales, representa la inutilización de un elemento de trabajo de elevado coste, lo que solamente en ocasiones puede ser una proposición económicamente interesante. Nos referimos, naturalmente, al dique seco normal proyectado para reparaciones de obra viva y no a los diques de proyecto especial para nuevas construcciones, de los que existen desde hace años varios ejemplos, y a los que se recurre actualmente con carácter muy extendido para la construcción de petroleros gigantes.

Es interesante señalar que, salvo limitación en las dimensiones del carro, en los varaderos pueden construirse buques de mayor tamaño que los que pueden ponerse en seco, utilizándolo como varadero, ya que el desplazamiento de un buque es muy superior en la si-

tuación normal de varada después de su puesta en servicio, que en la situación normal de botadura durante su construcción.

3. EL PROYECTO DE VARADERO.

El proyecto de un varadero, desde el punto de vista del ingeniero naval, exige fundamentalmente la determinación de las siguientes cuestiones: dimensionamiento y sistema de construcción del carro; dimensionamiento de la rampa; distribución de cargas del buque varado sobre el carro; distribución de cargas durante la maniobra de varada; y potencia necesaria para la izada del buque.

3.1. *Dimensionamiento y sistema de construcción del carro.*

La primera fase del proyecto es dimensionamiento del carro, que debe hacerse de acuerdo con las dimensiones del buque de mayor tamaño para cuyo servicio se proyecta el varadero y que define su capacidad.

La determinación de esta capacidad es una cuestión íntimamente ligada con las posibilidades de explotación del varadero, que no vamos a considerar aquí, por quedar fuera de los límites de este artículo.

Una vez decidida la capacidad de un varadero en proyecto para buques de un cierto tamaño, para determinar las dimensiones del carro puede utilizarse el gráfico núm. 1, en el que se han representado los valores de la eslora entre perpendiculares y manga de un cierto

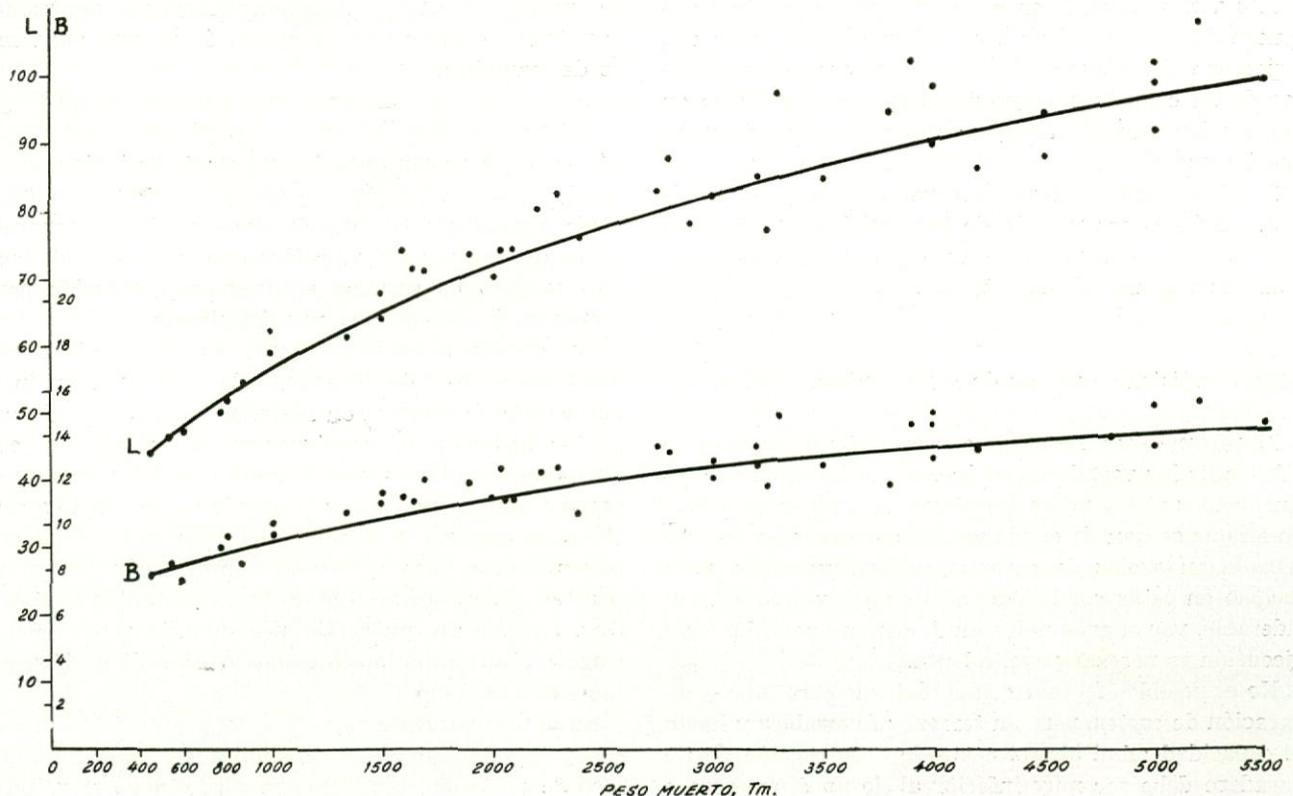


Gráfico 1.—Dimensiones de buques costeros y de carga hasta 5.500 Tm., en función del peso muerto.

número de buques costeros y de carga de reciente construcción, hasta 5.000 Tm. de peso muerto, que es el límite normal de aplicación que hemos admitido para este elemento de reparación en seco.

3.1.1. *Eslora*.—La varada de un buque puede hacerse en perfectas condiciones de seguridad sobre una línea de picaderos de longitud menor a su eslora, por ser admisible dejar el buque varado con un voladizo de unos cuantos metros tanto por proa como por popa.

Consideramos suficiente una longitud de carro entre un 80 % y un 90 % de la eslora entre perpendiculares del buque elegido como patrón.

Sin embargo, es conveniente proyectar esta dimensión con cierto margen para tener en cuenta posibles desviaciones en las dimensiones de algún buque particular con relación al buque patrón, y para poder efectuar la varada simultánea de dos buques de tamaño inferior a la capacidad del varadero, con lo que puede conseguirse una gran flexibilidad en servicio.

3.1.2. *Manga*.—Con relación a la manga, no hay lugar a limitación si el carro está constituido por una simple plataforma. En este caso, consideramos satisfactoria una anchura comprendida entre un 70 % y un 80 % de la manga del buque patrón, suficiente para la colocación de las almohadas de pantoque.

Si el carro está provisto de torres laterales y pasarelas elevadas de maniobra, que constituyen una limitación bien definida de la manga del buque, debe determinarse esta dimensión de tal manera que la anchura libre interior al nivel superior de picaderos sea igual a la manga del buque patrón, más una separación razonable que permita unas condiciones satisfactorias para la ejecución de los trabajos de reparación.

No consideramos necesaria una separación excesiva, ya que la limitación de espacio se presenta solamente en las secciones que coinciden con una columna, y en el espacio entre éstas, que normalmente están separadas varios metros, no existen obstáculos que dificulten la normal ejecución de los trabajos de reparación o el movimiento del personal. Una separación entre 0,5 y 1 m. por cada costado puede considerarse satisfactoria.

3.1.3. *Sistema de construcción*.—Se emplean normalmente carros rígidos y en secciones.

Los carros en secciones presentan las ventajas de una mayor flexibilidad en servicio, por poder adaptar su longitud a la eslora del buque que se va a varar e incluso descomponer en dos carros, que pueden maniobrarse separadamente para la varada sucesiva e independiente de dos buques.

Tienen, sin embargo, el inconveniente de que el peso del buque se transmite a la rampa a través de las vigas del carro en unas pocas secciones aisladas de pequeña longitud, mientras que los carros rígidos aseguran una distribución prácticamente uniforme del peso del buque.

La unión de las vigas de los carros en secciones puede hacerse por medio de barras rígidas, que es lo más

frecuente, o por medio de cadenas o cables. Este segundo método ofrece otra ventaja adicional, por replegarse las vigas del carro en el extremo inferior de la rampa, con lo queda recogido éste en una longitud menor, con la consecuencia de que para un mismo calado útil se puede reducir la longitud de la rampa, y precisamente en su extremo inferior que es la zona de más difícil, lenta y costosa ejecución, con la consiguiente e importante economía en el coste de construcción del varadero. Consideramos, sin embargo, que los inconvenientes en servicio de este tipo de carro, con enlaces no rígidos entre las vigas, no compensan las ventajas que pueden conseguirse con su empleo.

En definitiva, consideramos recomendable emplear carros rígidos en varaderos de cierta importancia, por ejemplo los de 800 ó 1.000 Tm. de capacidad de elevación, en cuyo tamaño adquieren ya más importancia los inconvenientes señalados de los carros en secciones.

3.2. Dimensionamiento de la rampa.

Este dimensionamiento incluye la determinación de la pendiente y de la longitud de la rampa y del calado útil sobre el extremo de proa del carro, cuando está situado en el extremo inferior de la rampa.

3.2.1. *Pendiente*.—La pendiente de la rampa debe fijarse entre un 5 % y un 7 % para los varaderos de mayor tamaño y entre un 6 % y un 8 % para los más pequeños, si bien esta elección quedará en definitiva subordinada a las características del emplazamiento y terreno disponible.

Cuanto mayor es la pendiente, se precisa menor longitud de rampa para el determinado calado y se reduce, por lo tanto, el coste de construcción del varadero.

Por el contrario, aumentan los esfuerzos que se producen en la estructura del buque en el movimiento de giro en las maniobras de varada y botadura, y se requiere una mayor potencia para la izada del buque. Una pendiente excesiva supone también unas condiciones incómodas para los trabajos de reparación en el interior del buque, y su extremo de proa puede quedar muy elevado sobre el nivel del terreno, lo que impone unas características tal vez desproporcionadas en las grúas que dan servicio al varadero.

Normalmente la pendiente es uniforme a lo largo de la eslora. Sin embargo, para eliminar los inconvenientes señalados se puede construir la rampa con la línea de máxima pendiente, que coincide con su eje longitudinal, en forma de arco de circunferencia, con lo que se consigue una pendiente acentuada en la parte sumergida, con menor longitud de rampa, y una pendiente suave en la zona de trabajo. Aquí nos referimos exclusivamente al caso de ser la pendiente uniforme, que es lo más corriente.

3.2.2. *Longitud de la rampa y calado útil*.—El calado útil y la longitud están íntimamente ligados y las

exigencias de calado se traducen inmediatamente en la necesidad de una cierta longitud de rampa.

Debe proyectarse el varadero de tal manera que el buque de máxima eslora y máximo calado que pueda utilizarlo, pueda vararse en pleamar con cualquier coeficiente de marea.

La pendiente de la quilla, incluso en buques con gran diferencia de calados en la situación de lastre, puede ser como máximo de un 5 % a un 6 %, en general menor que la pendiente de la rampa. Por lo tanto, es el calado en proa del buque el que determina normalmente las posibilidades de varada.

Para fijar este dato en un proyecto, debe determinarse el calado máximo en proa en la situación normal de varada de varios buques del tamaño máximo que puede izarse en el varadero, cuestión sobre la que no pueden establecerse normas generales, por las grandes diferencias existentes, incluso para un mismo tamaño, entre los diferentes tipos de buques.

El calado en cuestión no debe tomarse en la perpendicular de proa, sino en las proximidades del mamparo de colisión, que se sitúa aproximadamente sobre el primer picadero del carro. El calado de agua sobre el carro en ese punto debe ser de 0,30 a 0,40 m. mayor que el

Los dos requerimientos señalados determinan la longitud necesaria de la rampa. Con ayuda de la figura número 2 se obtiene de una manera inmediata la siguiente fórmula:

$$L = 2L_c + \frac{h + T_{pr} + d}{\text{sen } \alpha}$$

en la que

L = longitud total de la rampa.

L_c = longitud del carro, ya determinada.

T_{pr} = calado máximo en proa del buque patrón, incluido margen de varada.

h = altura de la línea superior de picaderos, sobre la superficie superior de los carriles de rodadura del carro.

d = diferencia de nivel entre pleamares de coeficientes máximo y mínimo en el lugar de emplazamiento.

α = ángulo de inclinación de la rampa.

con todas las dimensiones lineales en metros.

La aplicación de la fórmula anterior da resultados satisfactorios, con una longitud de rampa entre 2,5 y

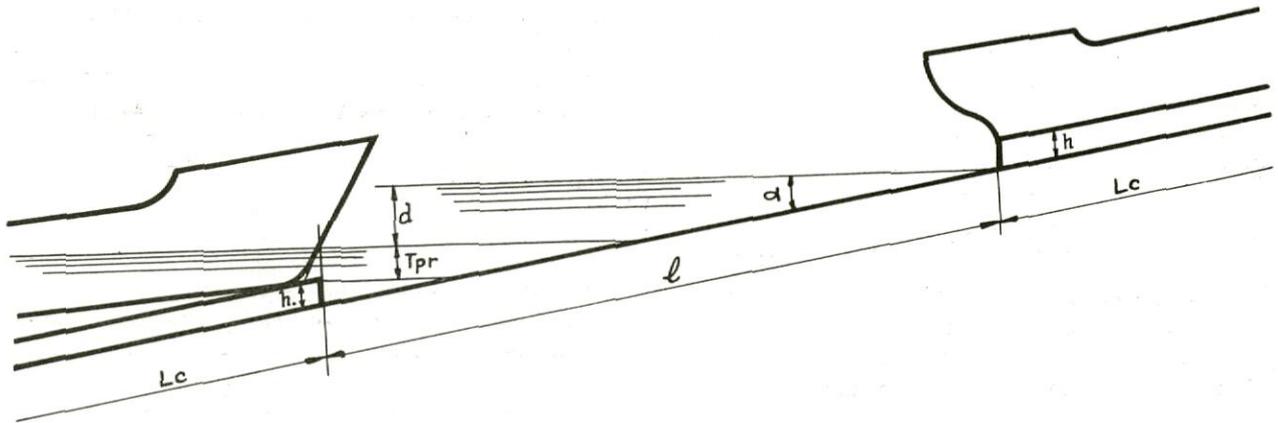


Fig. 2.—Longitud complementaria de la rampa de un varadero.

calado del buque para tener en cuenta las diferencias normales del nivel real de la pleamar con respecto al nivel teórico, por no efectuarse la maniobra en el momento preciso de la pleamar y como margen de seguridad de varada.

Por otra parte, el buque una vez varado debe permanecer continuamente en seco en toda su eslora, con independencia de los movimientos de marea. Este requerimiento es importante y debe mantenerse estrictamente. En las gradas de construcción la parte de popa del buque puede quedar afectada, sin grave inconveniente, por las oscilaciones de la marea, de tal manera que no se puede trabajar en pleamar en esa zona. Esta limitación no es admisible en reparaciones, en las que el tiempo es un factor esencial, y menos en la parte de popa del buque, con elementos como ejes de cola, hélices y timones, que requieren frecuentes inspecciones y trabajos de entretenimiento y reparación.

3,5 veces la eslora del buque patrón, para pendientes comprendidas entre un 5 % y un 8 % y en emplazamientos con movimientos amplios de marea.

Llamaremos longitud complementaria a la expresión

$$l = \frac{h + T_{pr} + d}{\text{tg } \alpha}$$

en la que hemos sustituido $\text{sen } \alpha$ por $\text{tg } \alpha$, lo que puede hacerse sin gran error, por ser el ángulo α muy pequeño.

Por aplicación de la fórmula anterior se puede formar el siguiente cuadro de valores de la longitud complementaria de varaderos en función de la suma $(h + T_{pr} + d)$ y de la pendiente de la rampa, y en el gráfico núm. 3 se han representado estos valores en función de los mismos parámetros.

CUADRO NUM. 1

Longitud complementaria de la rampa.

$h + T_{pr} + d$ m.	$tg \alpha = 5\%$ m.	6 % m.	7 % m.	8 % m.
2	40	33	28	25
3	60	50	43	37
4	80	67	57	50
5	100	83	71	62
6	120	100	86	75
7	140	117	100	87

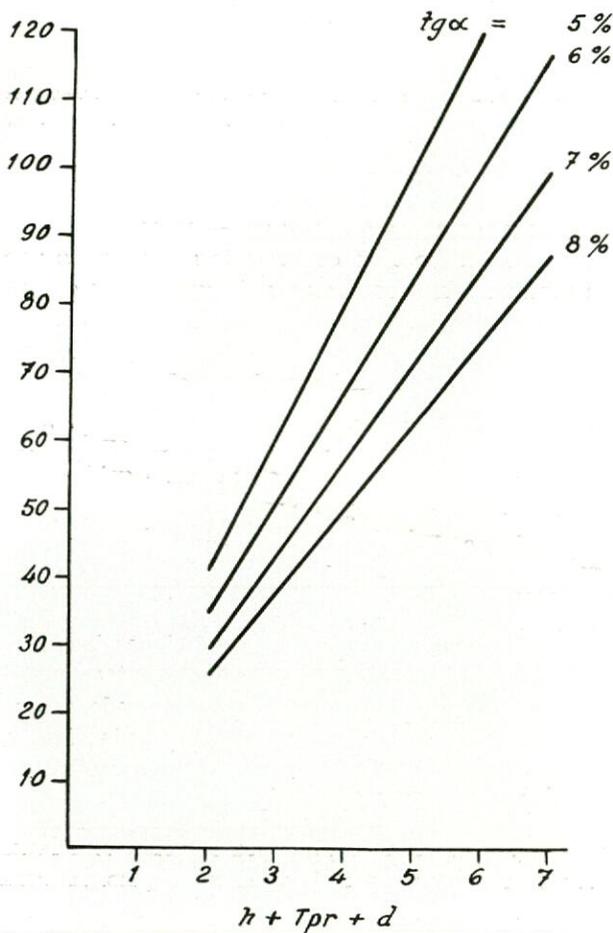


Gráfico 3.—Diagrama para la determinación de la longitud complementaria de la rampa de un varadero.

Se puede reducir la longitud de la parte alta de la rampa si se dispone el varadero entre dos muelles y se coloca una puerta estanca u otro medio de cierre que mantenga permanentemente en seco una longitud suficiente de rampa, en una zona que estaría periódicamente inutilizada por la marea. Este mismo dispositivo puede utilizarse no para reducir la longitud total de rampa, sino para aumentar su longitud útil, de tal manera que en la parte alta puede llevarse a cabo una nueva construcción o reparación de larga duración, y simultáneamente en la parte inferior, protegida del mo-

vimiento de la marea por el medio de cierre, pueden efectuarse reparaciones de corta duración y limpieza de obra viva.

3.3. Distribución de cargas del buque varado sobre el carro.

El estudio y la determinación de las cargas transmitidas por el buque una vez varado, permite efectuar el proyecto de la estructura metálica del carro. Aunque la distribución del peso del buque no es uniforme a lo largo de su eslora, estimamos que el error que se produce al suponerlo así no es de importancia, si bien con esta hipótesis debe afectarse el peso total del buque de un cierto coeficiente de aumento, del orden de un 30 o un 40 %, para tener en cuenta esta falta de uniformidad.

Este coeficiente tiene ya en cuenta el efecto de cargas adicionales, como la producida por el peso del agua en una prueba hidráulica de estanqueidad, ya que, si bien la sobrecarga en este caso puede representar un porcentaje del peso propio mucho más elevado, la rigidez del casco hace que la carga se distribuya sobre una longitud mayor que la estrictamente ocupada. Además, en este caso debe apuntalarse la zona correspondiente, con lo que parte de la carga se transmite directamente a la rampa.

En esta hipótesis, la carga que actúa sobre cada viga del carro se puede determinar por la fórmula:

$$P = 1,4 \frac{\Delta}{n}$$

en la que

P = carga que actúa sobre cada viga.

Δ = desplazamiento del buque mayor que puede vararse.

n = número de vigas del carro.

Todas las vigas del carro deben ser iguales, en primer lugar por razones de una mayor sencillez constructiva, y en segundo lugar por la gran variedad de buques que pueden vararse, por lo que la zona de mayor peso, que generalmente coincide con la cámara de máquinas, puede quedar situada en zonas muy diferentes del carro.

El proyecto de las vigas debe hacerse de acuerdo con dos hipótesis diferentes de cálculo: la primera con el buque perfectamente adrizado y reposando toda la carga sobre los picaderos centrales del carro, en cuyo caso la carga que actúa sobre cada viga viene definida por el valor P de la fórmula anterior y aplicada en el centro de la viga.

En la segunda hipótesis debe admitirse una cierta escora, debida a que las almohadas de pantoque se preparan generalmente con una altura algo menor de lo estrictamente necesario de acuerdo con la astilla muerta del buque, para tener la seguridad de que el apoyo principal del buque se hace precisamente por medio de la quilla. En este caso la carga P sobre cada viga se

distribuye entre los picaderos centrales y las almohadas de pantoque, en la forma en que se representa en la figura núm. 4 y como se determina a continuación.

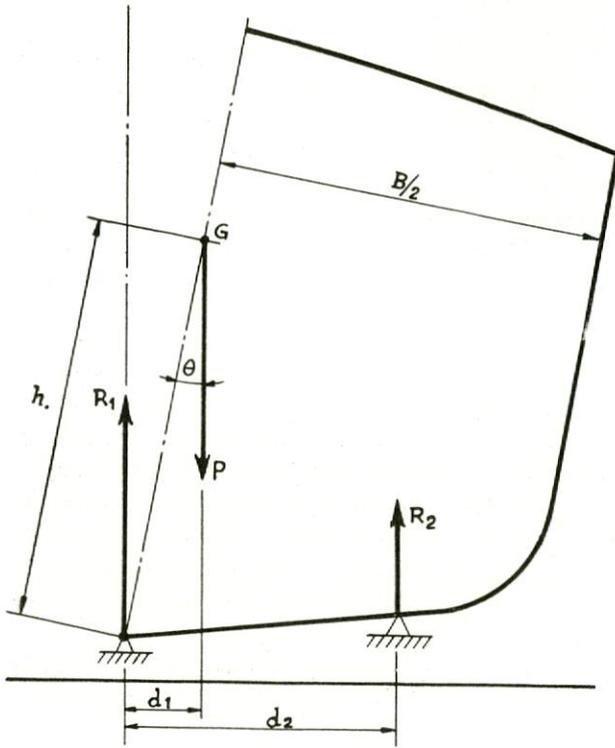


Fig. 4.—Distribución de cargas en un buque varado sobre una rampa.

La reacción R_2 viene definida por la fórmula

$$R_2 = \frac{P \cdot d_1}{d_2}$$

pero d_1 puede expresarse aproximadamente en la forma

$$d_1 = h \cdot \text{tg } \theta$$

y d_2 como una fracción de la manga del buque

$$d_2 = B/m$$

y con ello el valor de la reacción R_2 es

$$R_2 = \frac{h \cdot \text{tg } \theta \cdot m}{B} \cdot P = k \cdot P$$

Este cálculo se ha hecho en la hipótesis de que el buque a flote esté perfectamente adrizado, es decir, con su centro de gravedad en el plano longitudinal, lo que siempre se acostumbra a hacer, mediante el movimiento de pesos previamente a la maniobra, si el buque presenta una escora inicial.

En buques de proyecto normal la altura del centro de gravedad G sobre la quilla en la situación de lastre, muy próxima a la normal de varada, puede variar entre un 60 % y un 85 % del puntal a la cubierta princi-

pal y éste, a su vez, entre un 40 % y un 60 % de la manga, es decir,

$$0,6 H < h < 0,85 H$$

$$0,4 B < H < 0,6 B$$

y combinando ambas desigualdades, se tiene en los casos extremos

$$0,24 B < h < 0,51 B$$

que definen los límites máximos de variación de la altura del centro de gravedad en función de la manga.

En los casos normales las almohadas de pantoque se sitúan a una distancia entre sí que varía de un 70 % a un 50 % de la manga, con lo que el coeficiente m varía entre 3 y 4, y se puede admitir una escora del buque varado de unos 5° como máximo, por lo que se puede formar el siguiente cuadro de valores del coeficiente k , en función de la relación h/B y de los parámetros m y θ

CUADRO NUM. 2

Carga sobre las almohadas de pantoque.

h/B	$\theta = 3^\circ$		$\theta = 5^\circ$	
	m = 3 %	m = 4 %	m = 3 %	m = 4 %
0,25	3,9	5,2	6,5	8,7
0,30	4,7	6,3	7,8	10,5
0,35	5,5	7,3	9,1	12,2
0,40	6,3	8,3	10,4	14
0,45	7	9,4	11,7	15,4
0,50	7,8	10,5	13	17,5

Como puede comprobarse, en las condiciones de cálculo admitidas, que representan situaciones extremas, la carga sobre las almohadas de pantoque puede representar un 17,5 % de la carga total sobre cada viga, y el resto, es decir, un 82,5 %, sobre la línea central de picaderos.

En el gráfico núm. 5 hemos representado los valores del coeficiente k de este cuadro, en función de la relación h/B y para los diversos valores admitidos de los parámetros m y θ .

3.4. Presión en el giro durante la maniobra de varada.

Por la Teoría del Buque se conoce la siguiente fórmula, que determina en forma aproximada esta presión

$$F = \frac{2 \Delta (R - a) \cdot (\text{tg } \alpha - \text{tgi})}{L} = K_1 \cdot \Delta$$

en la que

Δ = desplazamiento del buque en la condición de varada.

$R - a$ = altura metacéntrica longitudinal.

$\text{tg } \alpha$ = pendiente de la rampa del varadero.

tgi = pendiente de la quilla del buque.

L = eslora del buque.

Si los ángulos α y i son iguales, la reacción en el giro es nula, y en efecto debe ser así, ya que la quilla apoya simultáneamente sobre todos los picaderos, por lo que no se produce una reacción localizada.

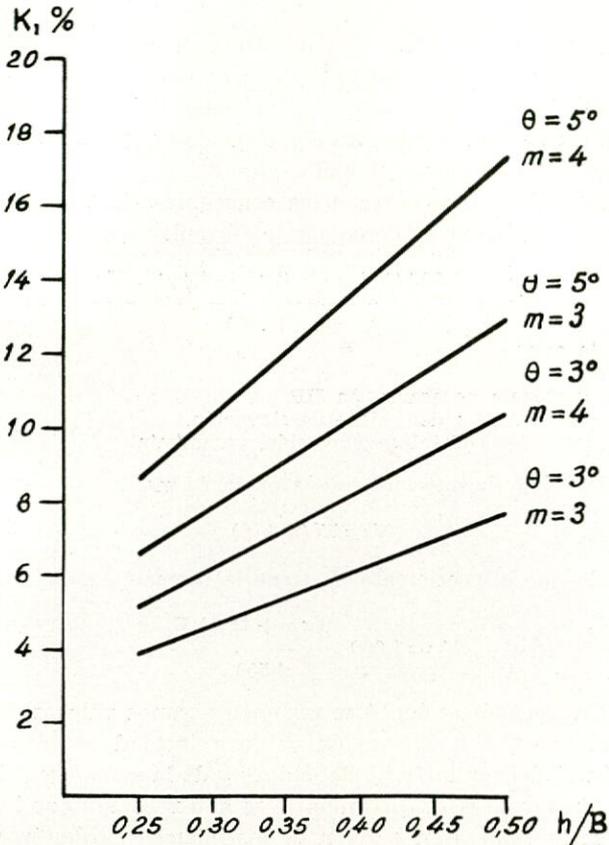


Gráfico 5.—Diagrama para la determinación de la carga sobre las almohadas de pantoque.

Para buques del tipo analizado, la altura metacéntrica longitudinal puede variar entre los límites siguientes en función de la eslora:

$$0,8 L < R - a < 1,8 L$$

y la diferencia de las pendientes de la rampa del varadero y de la quilla del buque puede variar entre

$$0 < \text{tg } \alpha - \text{tg } i < 7 \%$$

en este último caso, supuesta la quilla horizontal con el buque sin diferencia de calados y la rampa de la mayor pendiente que ya hemos indicado suele utilizarse. No se efectúa nunca la varada de un buque con trimado por la proa, por lo que no consideramos necesario aceptar valores superiores de esta diferencia de pendientes.

De acuerdo con estas condiciones, el coeficiente k_1 adopta la forma

$$k_1 = 2 \frac{R - a}{L} \cdot (\text{tg } \alpha - \text{tg } i)$$

y podemos formar el siguiente cuadro de valores:

CUADRO NUM. 3

Presión en el giro, en porcentaje del desplazamiento.

R - a	tg α - tg i						
	1	2	3	4	5	6	7
L	%	%	%	%	%	%	%
0,8	1,6	3,2	4,8	6,4	8	9,6	11,2
1	2	4	6	8	10	12	14
1,2	2,4	4,8	7,2	9,6	12	14,4	16,8
1,4	2,8	5,6	8,4	11,2	14	16,8	19,6
1,6	3,2	6,4	9,6	12,8	16	19,2	22,4
1,8	3,6	7,2	10,8	14,4	18	21,6	25,2

Se comprueba que en condiciones normales la reacción localizada que se produce en el giro del buque puede representar de un 10 % a un 15 % del desplazamiento y en casos extremos hasta un 25. % Esto demuestra la enorme importancia de esta reacción y la necesidad de reforzar debidamente los primeros carros de la zona de proa del carro, que es en los que se apoya el buque al producirse el giro.

En el gráfico núm. 6 se han representado los valores que adopta el coeficiente k_1 en función de los parámetros definidos.

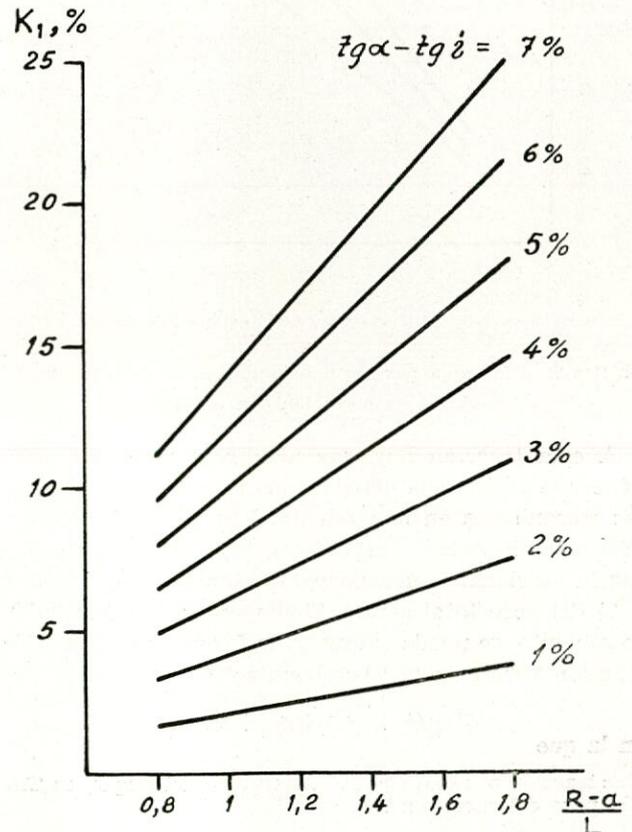


Gráfico 6.—Diagrama para la determinación de la presión en el giro.

3.5. Potencia necesaria para la izada del buque.

La tracción necesaria para la izada del buque, cuando éste se encuentra ya completamente fuera del agua y, por lo tanto, sin ninguna flotabilidad, es igual al peso total a izar, compuesto del desplazamiento del propio buque y el peso del carro y cables o cadenas de elevación, multiplicado por el seno del ángulo de inclinación de la rampa, que puede sustituirse por la tangente por ser el ángulo en general muy pequeño.

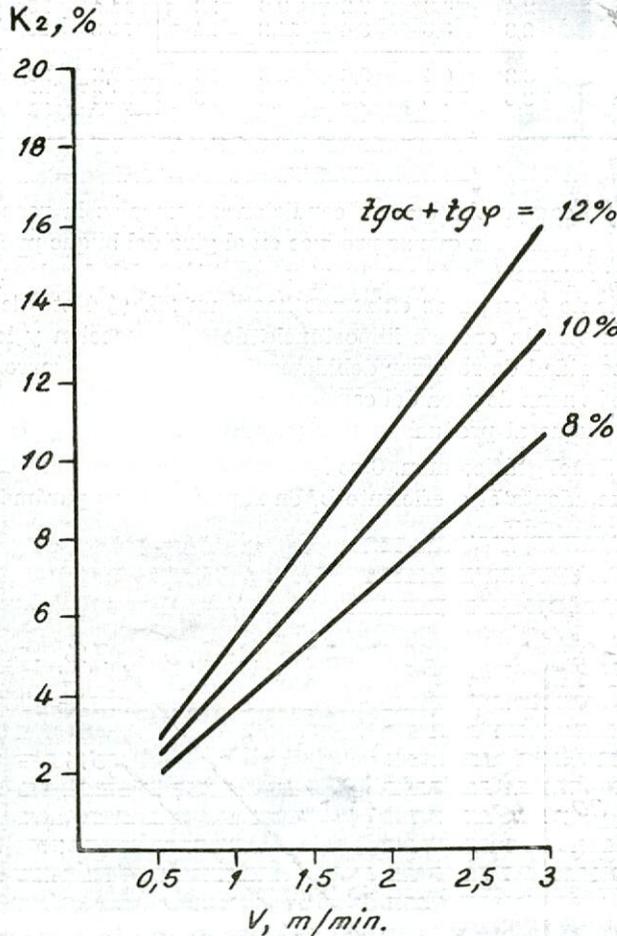


Gráfico 7.—Diagrama para la determinación de la potencia del chigre de elevación con $\eta = 0,5$.

A esta tracción hay que añadir la necesaria para vencer la resistencia debida a los rozamientos de todos los mecanismos en movimiento. Los resultados de experiencias llevadas a cabo para determinar esta resistencia adicional han dado valores entre un 3 % y un 4 % del peso total a izar. Si llamamos φ al ángulo de rozamiento, se puede expresar de forma aproximada la tracción necesaria por la fórmula

$$T = (\Delta + p) \cdot (\text{tg } \alpha + \text{tg } \varphi)$$

en la que

T = tracción necesaria para la elevación del buque, en Tm.
 p = peso del carro, en Tm.

y las demás notaciones son conocidas por haber sido ya empleadas con anterioridad.

La velocidad de elevación del carro es otro dato importante de proyecto. Es obvio que una velocidad muy reducida no es aconsejable, por prolongar innecesariamente la maniobra; una velocidad excesiva aumenta considerablemente la potencia necesaria para accionamiento del chigre de elevación.

Como siempre, la solución óptima en cada caso debe ser un compromiso entre los dos requerimientos.

Los valores normales se fijan entre 0,5 y 3 m. por minuto; el valor más alto corresponde en general a los varaderos de menor tamaño.

La potencia necesaria para conseguir esta velocidad de elevación, viene dada por la fórmula

$$N = \frac{1.000 (\Delta + p) \cdot (\text{tg } \alpha + \text{tg } \varphi) \cdot V}{\eta \cdot 75 \cdot 60}$$

en la que

N = potencia necesaria, en HP.
 η = rendimiento del chigre de elevación.
 V = velocidad lineal de elevación, en m/min.

La fórmula anterior queda en la forma

$$N = K_2 (\Delta + p)$$

en la que el coeficiente K_2 tiene la forma

$$K_2 = 1.000 \frac{(\text{tg } \alpha + \text{tg } \varphi) V}{4.500 \eta}$$

En el cuadro núm. 4 se resumen algunos valores del coeficiente K_2 , en función de la velocidad de elevación V , del rendimiento del chigre y de la suma $(\text{tg } \alpha + \text{tg } \varphi)$ y en el gráfico núm. 7 se han representado los mismos valores en función de los mismos parámetros, para un rendimiento de $\eta = 0,5$.

CUADRO NUM. 4

Potencia necesaria para la izada del buque.

V m/min.	tg α + tg φ					
	η = 0,5			η = 0,6		
	8 %	10 %	12 %	8 %	10 %	12 %
0,5	1,8	2,2	2,7	1,5	1,9	2,2
1	3,6	4,4	5,3	3	3,7	4,4
1,5	5,3	6,7	8	4,4	5,6	6,7
2	7,1	8,9	10,7	5,9	7,4	8,9
2,5	8,9	11,1	13,3	7,4	9,3	11,1
3,	10,7	13,3	16	8,9	11,1	13,3

Conviene disponer el chigre de elevación con un margen apreciable de potencia para poder varar un buque del tamaño previsto pero con mayor desplazamiento del proyectado, por efectuarse la varada con parte de la carga a bordo o con pérdida de flotabilidad por averías. Igualmente, para tener en cuenta un posible aumento de la resistencia producida por acumulación de fangos sobre las vías de rodadura del carro y para vencer la inercia inicial de la carga, caso de producirse por cualquier motivo una interrupción en el movimiento de elevación.

variaciones de carga sin movimiento de las barras de control. Como resultado de todos estos estudios, en 1956 una compañía privada de electricidad contrata la construcción de la central de Dresden. Así el reactor de agua hirviendo aparece como una simplificación del agua a presión. Sin embargo, desde el punto de vista técnico, ambos tienden a un mismo tipo de reactor, por permitirse la ebullición local en el PWR y al aumentarse la zona de economizador del BWR, ya que así se mejora notable la estabilidad. Los componentes de ambos sistemas son muy semejantes, con la excepción en el PWR de una caldera o intercambiador de calor y un presionador, funciones que son absorbidas por el mismo reactor en el BWR.

RECIPIENTE DE SEGURIDAD.

Las partes fundamentales del circuito primario en este tipo de reactores están situadas en el interior de un recipiente estanco, con objeto de contener los productos de fisión en caso de un accidente nuclear. Este recipiente suele ser de forma esférica, por permitir ésta una presión doble que la cilíndrica para un mismo diámetro y espesor.

Por tratarse de un recipiente que en caso de accidente va a estar sometido a presión, su proyecto y construcción ha de estar de acuerdo con el Reglamento de Calderas y Recipientes de Presión, Sección VIII, de la A. S. M. E., el cual exige un recocido completo una vez terminada la construcción del mismo.

Una vez estudiados los casos 1224-1 y 1226-3, la A. S. M. E. definió el recipiente de seguridad y sustituyó el recocido de quitar tensiones por la siguiente especificación:

1.º Las planchas y piezas forjadas han de estar de acuerdo con la especificación A-300 y A-350, respectivamente, además de tener una resiliencia mínima de 15 ft. lb. a -50° F., medida con un péndulo Sharp.

2.º Todas las puertas, toberas y refuerzos, después de ser soldados a las chapas correspondientes, han de ser recocidos.

3.º Las soldaduras a tope de más de 1/4" han de ser precalentadas a 200° F. durante la soldadura. Si se trata de espesores superiores a 1/2" habrá que recocer.

4.º Todas las soldaduras de las chapas que forman el recipiente han de ser dobles y completamente radiografiadas.

El material que se ha empleado en las centrales de Dresden, Indian Point y Yankee es acero ASTM-A201 grado B normalizado según la especificación ASTM-A300. En la figura 2 pueden verse los detalles de la esfera de Dresden de 63,3 m. de diámetro autosoportada y calculada por los ya mencionados Reglamentos para una presión interna de $2,1 \text{ kg/cm}^2$ y externa de $0,07 \text{ kg/cm}^2$, respectivamente (las chapas se embutieron con una prensa de 1.200 t.). La secuencia de erección fue primero el ecuador, seguido del hemisferio inferior y finalmente el hemisferio superior. La presión de proyecto, $2,1 \text{ kg/cm}^2$, fue determinada suponiendo que el agua a presión se libera repentinamente transformándose en vapor. Lo más curioso de este tipo de

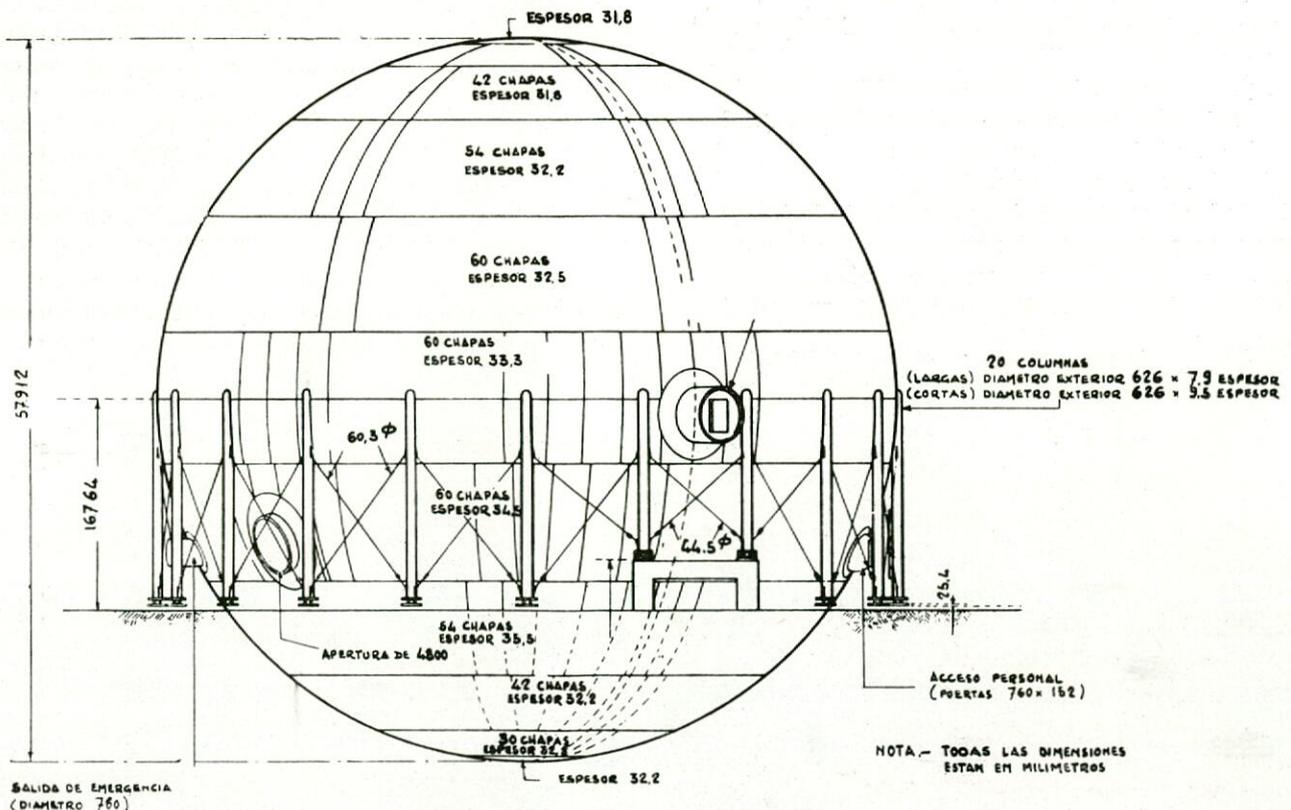


Fig. 2.—Esfera de seguridad (Dresden).

estructura es que se calcula para una presión que lo más probable será que jamás soporte. Los proyectistas de centrales nucleares esperan que en un próximo futuro puedan prescindir del recipiente de seguridad, parcial o totalmente cuando haya más experiencia de funcionamiento.

RECIPIENTE DE PRESIÓN.

El cálculo de los recipientes de presión destinados a hogares nucleares en EE. UU. ha de basarse en el Reglamento de Calderas y Recipientes de Presión, Sección I, de la A. S. M. E., con algunas modificaciones encaminadas a mejorar la seguridad. Estas modificaciones en el Estado de Illinois son:

1.º Extensión de la prueba hidráulica con prueba de estanqueidad con helio a 56,7 kg/cm². La máxima pérdida admisible será 1,3 cc/h.

2.º Eliminación de agujeros de hombre y de mano, ya que la inspección es imposible.

3.º Eliminación de las extracciones de fondo y superficie.

4.º Las válvulas de seguridad en el BWR han de exhaustar al condensador y no podrán situarse directamente en el recipiente de presión, pues la radiación induciría radioactividad en ellas mismas.

La selección del acero ha de basarse en la resistencia de este material a la radiación, cuya experiencia se ha obtenido en los reactores de prueba de materiales. En general un bombardeo con neutrones rápidos equivale a un temple. Así el recipiente de presión del EBWR consta de un anillo superior forjado de acero de especificación ASTM-A105 grado II calmado con aluminio, para tener así una buena resiliencia (15 ft. lb. a -50º F.). La tapa plana es también forjada y

del mismo material. La parte cilíndrica y el fondo está fabricada a partir de chapa de especificación ASTM-A212 grado B, teniendo que cumplir las mismas especificaciones de resiliencia que el anillo forjado. También está calmada con aluminio. Todos los accesorios interiores son de acero inoxidable 18/8 y siendo también este material el empleado para recubrir interiormente el recipiente de presión. Las chapas de acero al carbono que forman la parte cilíndrica y el fondo inferior, fueron unidas por soldadura intermitente por resistencia a las chapas austeníticas de 2,8 mm. de espesor, anteriormente al volteo o embutición, como es práctica en la industria química. Dada la forma del anillo superior, se recurrió a depositar una capa de 4,7 mm. de acero inoxidable por soldadura. Recientemente los fabricantes de aparatos automáticos de soldadura han desarrollado nuevos tipos que permiten recubrir automáticamente y con un mínimo de inspección recipientes cilíndricos. El recipiente del EBWR satisface la siguiente especificación:

Presión máxima de proyecto	56,5 kg/cm ²
Presión de trabajo.....	42,5 "
Temperatura máxima de proyecto	344º C.
Temperatura de trabajo	260º C.
Máximo rendimiento de las soldaduras	95 %
Radiografía	100 "
Presión mínima de prueba hidráulica	84,5 kg/cm ²
Presión mínima de la prueba de estanqueidad con helio	57 "
Máxima pérdida de helio	1,3 cc/h.
Inspección, según Reglamento A. S. M. E.	

En el cuadro siguiente se incluyen las principales características de los recipientes de presión y seguridad de las centrales Indian Point (PWR), Yankee (PWR) y Dresden (BWR).

CUADRO I

Características de los recipientes de presión y seguridad de reactores compactos

	Indian Point	Yankee	Dresden
Potencia eléctrica (Mw.)	163 + 112 (*)	184	180
Recipiente de presión ϕ (mm.)	2.980	2.770	3.710
Espesor de acero inoxidable (mm.)	2,77		9,5
Espesor de la pared (mm.)	160,3	203	133
Presión proyecto (kg/cm ²)	126,5	176	88
Presión de trabajo (kg/cm ²)	105,5	141	70,5
Peso del recipiente (tons.)	255	—	285
Acero	SA-212 Grado B	—	SA-302 Grado B
Recipiente de seguridad ϕ (m.)	48,800	38,100	57,900
Espesor (mm.)	25,4	22,2	31,75
Presión (kg/cm ²)	1,76	2,43	2,07
Acero	SA-201	SA-201	SA-201

(*) 163 de origen nuclear y 112 de combustible fósil.

La fabricación de estos recipientes de presión no es problema exclusivo de la energía nuclear, ya que son semejantes en espesores y diámetros a los calderines de vapor de las modernas centrales térmicas. En la fi-

gura 3 puede verse un calderín para una central térmica de 180 Mw. con una presión de vapor de 150 kg/cm². La forma de construcción inicial fue por forja; sin embargo, hoy día se emplean construcciones mixtas en

las que la brida es forjada, mientras que el cuerpo es laminado, como el del EBWR que se ha explicado anteriormente. Para el curvado de las chapas se emplean prensas de 8.000 t. como la de la figura 4. Como puede

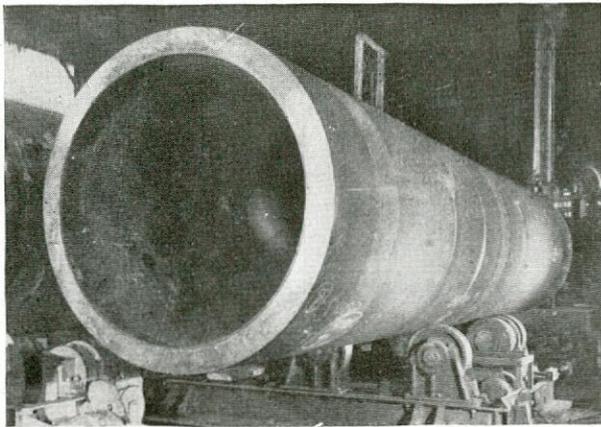


Fig. 3.—Calderín de caldera tradicional de 180 Mw. a 150 Kg/cm².

verse en dicha figura, se trata de dos prensas de columnas, con una fuerza de 4.000 t. cada una unidas mediante una viga. Es necesario también un equipo muy penetrante de inspección radiográfica y un horno de recocido apropiado. En la fábrica a que pertenece la prensa anterior se utiliza un generador Van de Graaff de 2.000.000 V. Las dimensiones del horno de recocer son 5 m. × 28 m. × 4,85 m. de altura y está provisto con 80 quemadores de gas propano, lo que le permite mantener una temperatura máxima de 1.150° C. Así en los reactores actuales la limitación en la temperatura del refrigerante está en la capacidad de los talleres de los constructores de recipientes de presión. La otra alternativa que se presenta es meter al elemento combustible en un tubo de presión, con lo que los reactores evolucionarían como las calderas tradicionales al pasar del tubo de humo a ser acuotubulares. El material del tubo habría de ser muy transparente a los neutrones, es decir, habría que utilizar circonio. Se presenta entonces el problema aún no resuelto de soldar el circonio al acero al carbono una vez fuera del hogar. No hay en construcción ningún reactor trabajando en este principio, aunque sí hay varios proyectos. En todos ellos el moderador es agua pesada, pues parece que así se obtendrá el máximo beneficio del sistema.

CAMBIADORES DE CALOR.

En el sistema PWR son necesarios para generar el vapor que ha de alimentar al turboalternador, mientras que en el BWR es sólo el vapor secundario que ha de recalentar en la zona central de la expansión al vapor primario. Incluso en el BWR de ciclo directo este equipo tan costoso desaparece completamente.

El único punto de unión de estas calderas nucleares con una más tradicional quemando combustible fósil está en el empleo del tubo como elemento fundamental,

ya que éste, entre otras razones, puede ser producido económicamente adaptándose a un control estricto de dimensiones y material, y también fácilmente curvado y unido a otros elementos por soldadura o mandrilado.

Estos intercambiadores presentan la novedad de que los tubos han de ser soldados a las placas tubulares, empleándose también prueba de estanqueidad con helio. Las condiciones de limpieza son máximas. Los tubos y zonas en contacto con el circuito primario son o están recubiertos de acero inoxidable 18/8.

PRESIONADOR.

Desde el punto de vista constructivo, presenta las mismas dificultades que un calderín de vapor. Está también recubierto de acero inoxidable por el mismo procedimiento que los recipientes de presión.

BOMBAS DE CIRCULACIÓN.

Debido al peligro que representan las pérdidas del refrigerante, se han desarrollado grupos motobombas que tienen el mismo cuerpo; es decir, sin juntas. Estos cuerpos se fabrican de acero inoxidable por fundición centrífuga.

REACTOR DE REFRIGERANTE Y MODERADOR ORGÁNICO (OMR).

Como dijimos al principio, todos los problemas constructivos que hemos tratado anteriormente se refieren a reactores refrigerados con agua ligera. El éxito del reactor experimental orgánico se ha traducido en una serie de proyectos de reactores de potencia, siendo el más avanzado el de la ciudad de Piqua (Ohio) de 12,5 Mw. (e). El refrigerante orgánico, como ya se ha

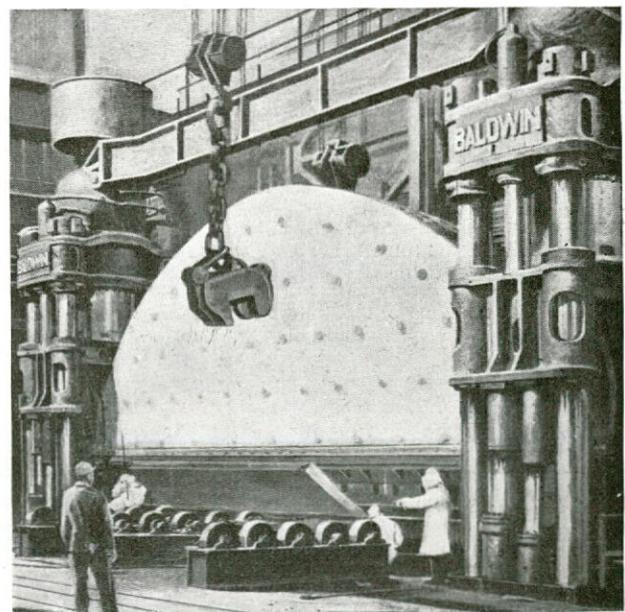


Fig. 4.—Prensa de 8.000 t. empleada en la fabricación de recipientes de presión.

CUADRO II
Centrales nucleares inglesas en construcción

	Berkeley	Bradwell	Hunterston	Hinkley Point	Trawsfynydd
Forma del recipiente de presión	Cilindro	Esfera	Esfera	Esfera	Esfera
Diámetro (m.)	14,2	20	21	20,2	20,4
Espesor (mm.)	76,2	76,2	76,2	76,2	88,7
Diámetro/altura hogar	75	1,56	1,93	1,76	1,85
Carga de uranio por reactor (tons.)	252	240	251	370	280
Caldera: diámetro (m.) por altura (m.)	5,25 × 21	5,7 × 26,1	5,85 × 22,1	7 × 27,3	5,4 × 34,8
Número de circuitos de refrigeración.	8	6	8	6	6
Tipo de soplante	Axial	Axial	Radial	Axial	Axial
Motor de la soplante	Inducción	Inducción	C. continua	Inducción	Inducción
Regulación de la velocidad de la soplante	Acoplamiento hidráulico	Frecuencia variable	Fase variable	Frecuencia variable	No
Número de turbo-alternadores	4	6	6	6	4
Potencia por turbo-alternador (Mw.)	85	55	60	93,5	145

explicado, tiene un punto de ebullición muy alto, por lo que la presión en el circuito primario y recipiente puede ser mucho más baja que en el PWR o BWR. Así en el reactor más avanzado de este tipo los proyectistas dan 25 kg/cm². Otra ventaja es la sustitución del acero inoxidable por acero al carbono. Por ello este tipo de reactor es muy prometedor para nuestro país, ya que fácilmente nuestra industria podría fabricar sus componentes eliminándose así la necesidad de recurrir a costosas importaciones. Se espera que la experiencia de operación del primer reactor de potencia de este tipo corrobore sus buenas perspectivas.

REACTORES GRAFITO CO₂-URANIO NATURAL.

El grafito (1,62/cm³) presenta una sección eficaz macroscópica a los neutrones térmicos de 0,00037 cm⁻¹, mientras el agua ligera 0,022 cm⁻¹, lo que permite quemar uranio natural en reactores de grafito siempre que se emplee refrigerante poco absorbente. Esta idea condujo a la construcción de Calder Hall en 1953 y su éxito, a la contratación de cinco centrales, de potencia, una de 275 Mw., dos de 300 Mw. y otras dos de 500 Mw., respectivamente, cuyas características principales se dan en el cuadro II. La diferencia fundamental entre estos reactores y los de agua ligera, aparte del combustible, está en el tamaño, necesariamente para mantener

$\frac{1}{1 + B^2 M^2}$ cerca de la unidad, es decir, una probabilidad de no escape de los neutrones aceptable, es necesario que B² sea pequeño, o lo que es igual, las dimensiones del hogar han de ser grandes. Por otra parte, la extracción de calor generado en los elementos combustibles se realiza mediante la circulación de CO₂ y siendo ésta primera proporcional al gasto (kg/seg.) conviene elevar la presión del gas al máximo. Aparece entonces el problema constructivo de envolver un hogar cilíndrico de grandes dimensiones con una presión lo más elevada posible. Las dos únicas soluciones son la esfera y el cilindro. Sean éstos de radio R_e y R_c, entonces la tensión de membrana será respectivamente

$$\sigma_c = \frac{P_e R_e}{2t} \qquad \sigma_c = \frac{P_c R_c}{t}$$

En donde t es el espesor de chapa y trabajando ésta a la misma fatiga se deduce fácilmente

$$\frac{P_e}{P_c} = \frac{2R_c}{R_e}$$

En el caso de la central de Bradwell el hogar es un cilindro de 13,3 m. de diámetro por 8,61 m. de altura, rodeado de un reflector de espesor 0,83 m. Se tendría un R_c = 7,66 frente a un R_e = 22,3 m. que conduce a P_e/P_c = 1,4, es decir, se consigue según este análisis elemental una presión en la esfera un 40 % mayor que en el cilindro. Si se tiene en cuenta las tensiones debi-

das al peso muerto, la proporción baja el 20 %. Como puede verse en el cuadro II, la única forma cilíndrica corresponde al reactor de Berkeley, es decir, la tendencia constructiva es la esfera, aunque para recipientes más pequeños el cilindro ofrezca otras ventajas económicas, como menor blindaje biológico (obra civil) que puede compensar al dividiendo producido con una mayor presión de refrigerante. Esta evolución del cilindro a la esfera es paralela a la de las primitivas calderas de vapor de formas planas hacia la caldera escocesa. Como entonces, los primeros reactores de grafito-CO₂ fueron cilíndricos por falta de maquinaria (prensas), para poder formar una esfera.

El acero para estos recipientes ha de cumplir dos condiciones contradictorias: alta resiliencia—o una temperatura elevada de transición de rotura dúctil a frágil (período de construcción en el sitio y pausas en el funcionamiento)—y resistencia a la fluencia (temperatura elevada en el hemisferio superior). Esto se ha resuelto, o bien empleando aceros al manganeso (carbono de 0,12 a 0,16 % y manganeso del 1 al 1,2 %) calmados con aluminio para el hemisferio inferior (temperatura de transición) y calmados con silicio (fluencia) para el hemisferio superior o refrigerando mejor y aislando térmicamente las zonas más calientes de dicho hemisferio, con lo que la resistencia a la fluencia

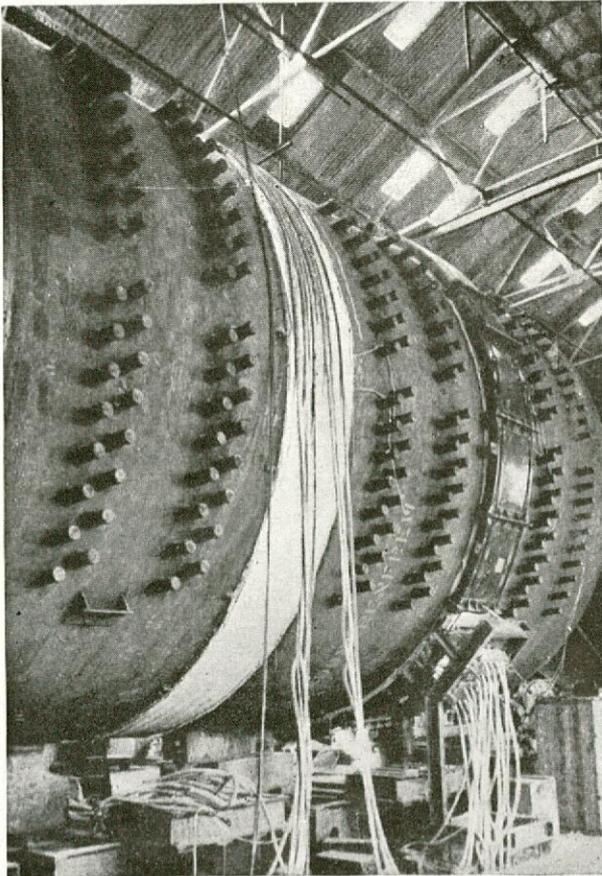


Fig. 5.—Recocido local de las uniones circunferenciales de una caldera (Calder Hall).

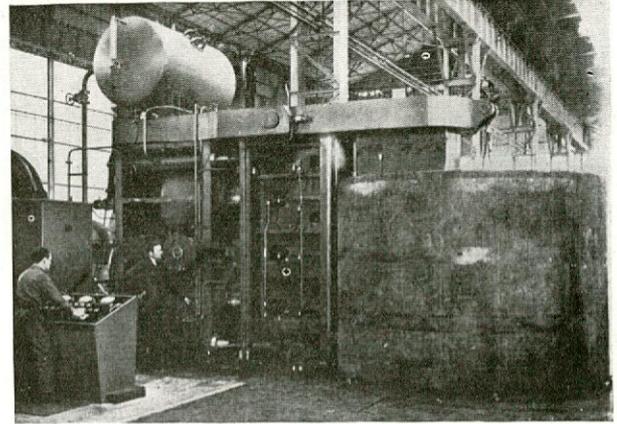


Fig. 6.—Prensa vertical de 3.000 t. curvando una virola para una caldera de una central nuclear.

no es tan importante, permitiendo así el uso exclusivo de aceros calmados con aluminio.

Otro elemento completamente nuevo son los cambiadores de calor o calderas, que si bien de dimensiones menores que el recipiente de presión, presentan un problema notable en la ingeniería.

En el estado actual de la técnica un ciclo termodinámico con dos presiones de vapor resulta el más atractivo, por lo que todos los reactores ingleses lo han aceptado. Así las calderas constan de seis haces de tubos, dos economizadores, dos evaporadores y dos recalentadores (alta y baja presión). Los tubos de los evaporadores y de los economizadores tienen aletas fabricadas a partir de tubos de pared gruesa por extrucción (procedimiento integron) para compensar la mala transmisión de calor en un medio (CO₂) frente al otro (agua a presión, agua-vapor). En el caso del recalentador estas propiedades son malas en ambos medios, por lo que las aletas son innecesarias. Es interesante notar que son precisamente las calderas las que han evolucionado menos desde Calder Hall a Trawsfynydd, pues la única diferencia estriba en un mejor aprovechamiento del espacio interior del cilindro en la colocación de los tubos.

La fabricación de las envolventes exige una preparación final del borde de la chapa en cepillo o torno vertical, según sea unión circunferencial o longitudinal y un recocido que por tratarse de recipientes tan largos es necesario realizar por virolas y posteriormente de las costuras circunferenciales por inducción (figura 5). Las virolas fueron previamente curvadas con una prensa vertical de 3.000 t. (fig. 6). En el caso del recipiente de presión del hogar se exige un recocido total. Para ello se rodea la esfera de aislante térmico por el exterior y se colocan en el interior una serie de radiadores. En Calder Hall se empleó tubo de acero inoxidable 18/8 de 50,8 mm. diámetro exterior, siendo el calor generado por la corriente eléctrica.

TURBO-ALTERNADORES.

La producción de turbinas en escala industrial comenzó simultáneamente para fines navales y terrestres

a principio de siglo; posteriormente en Europa la mayoría de las casas se especializaron en la construcción de turbinas terrestres, quedando en el caso naval, como casas licenciadoras, es decir, como proyectistas de prototipos que después habrán de construir los astilleros. Sin embargo, según muestra la figura 7, el gran des-

arrollo de las centrales térmicas de combustión fósil tuvo lugar después de la segunda guerra mundial, es decir, es posterior al descubrimiento y desarrollo de la energía nuclear. En esta misma figura están representadas las centrales nucleares prototipos en el momento actual. Los datos están dados por grupo turbina alternador. Así en potencia, temperatura y presión de vapor, las centrales nucleares parecen como un salto atrás. Sin embargo, esto no es tan catastrófico como pudiera imaginarse a primera vista, ya que debido al precio elevado del combustible fósil en las centrales térmicas tradicionales, el rendimiento termodinámico es el factor dominante en su explotación económica, no siéndolo en las nucleares. Así queda justificado el gran aumento de las condiciones termodinámicas del vapor en la válvula de cuello de la turbina, además del uso de un ciclo regenerativo y del recalentamiento intermedio que conduce a mejorar η_t a pesar del notable incremento del coste de la instalación. La otra tendencia para bajar el coste del Kwh. es el aumento de potencia. En las térmicas nucleares el factor dominante es el precio del Kwh. definido por los intereses del coste capital.

Desde el punto de vista constructivo, estas turbinas presentan la dificultad de manejar grandes cantidades de vapor ("el atraso" en potencia es mucho "menor" que "el atraso" en condiciones termodinámicas) más húmedo que las tradicionales. Por la misma razón los condensadores necesitan una mayor superficie de refrigeración que sus equivalentes no nucleares.

* * *

En los sistemas nucleares existen otros muchos componentes, cada uno de los cuales representa una magnífica muestra del ingenio humano y cuyo estudio sería muy estimulante, pero en un tiempo tan limitado es necesario ceñirse a los puntos más importantes. Queda aún por aclarar el título de la conferencia. Pudiera parecer a primera vista que éste debería ser "Problemas que la propulsión nuclear presenta a la industria naval". Sin embargo, es la industria naval la que en otros países más industrializados han solucionado muchos problemas presentados por la energía nuclear en otros campos, como en el de las centrales nucleares. Así el recipiente de presión del reactor de Dresden está construido por un astillero, y en general los fabricantes de turbinas y calderas marinas, que también lo son de las terrestres, son los que realizan la mayor parte de la construcción de una central nuclear. Por tanto, la industria naval española debe ya prepararse para este gran trabajo.

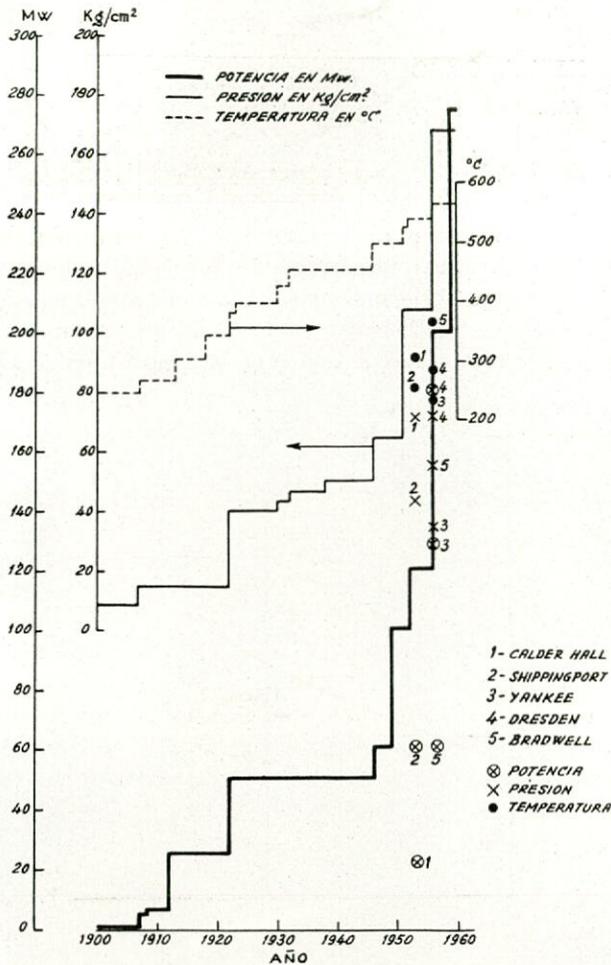


Fig. 7.

arrollo de las centrales térmicas de combustión fósil tuvo lugar después de la segunda guerra mundial, es decir, es posterior al descubrimiento y desarrollo de la energía nuclear. En esta misma figura están representadas las centrales nucleares prototipos en el momento

OBSERVACIONES SOBRE EL MANEJO DE LOS EVAPORADORES TIPO «WEIR» Y SIMILARES

Por ALFONSO MARTINEZ ALONSO
INGENIERO NAVAL.

Considero conveniente escribir estas líneas para poner de manifiesto la importancia del manejo adecuado de estos aparatos y suministrar normas claras tan necesarias al personal encargado de su uso.

Resalto cómo repercute en la vida de las instalaciones marinas de vapor la calidad del agua de alimentación, dándose el caso de que buques con muchos años de servicio se encuentran mejor que otros con menos, y de que en buques de la misma época, al efectuar levantamiento de turbinas, se encuentren mucho mejor aquellas cuyo anterior levantamiento era más antiguo. He observado cómo ante las dificultades surgidas en la puesta en marcha de las instalaciones evaporadoras se ha achacado al material las culpas de las mismas, pensando incluso en su remplazo, cuando podía salvarse la instalación con la modificación de la bomba combinada, destilador, características de vapor, etc.

Las reformas más socorridas efectuadas en muchos casos por los mismos buques ha sido la colocación de pantallas que dificulten el paso de vapor.

He incluido la figura del evaporador "Weir" (fig. 2).

Es de tan gran importancia el manejo de estas instalaciones en los buques cuyas máquinas principales y auxiliares son accionadas por vapor, que el inadecuado uso de los mismos puede dar lugar, cuando no se lleva rigurosamente el tratamiento alcalino de las aguas, a corrosiones e incrustaciones a corto plazo en dichas máquinas, que se notan en forma más acusada en los empaletados de las turbinas (en las figuras números 3 y 4 puede verse el estado de corrosión del empaletado de una turbina perteneciente a un buque extranjero, hace tiempo reparado). Aún en el caso de ser tratadas las aguas, exigen, cuando el funcionamiento es malo, el empleo de dosis masivas de sustancias neutralizadoras que en el mejor de los casos ensucian las distintas partes de la instalación, causando perturbaciones en válvulas y circuitos.

Hay que resaltar que en un evaporador de 25 toneladas a las veinticuatro horas el contenido de sales de estas 25 toneladas de agua del mar es aproximadamente de 810 kg., que si no se evacuan del evaporador por la extracción al mar entran en los tanques de agua de alimentación.

Expresándose en tanto por ciento la cantidad de sal

disuelta en el agua (concentración), y llevando éstas y las temperaturas a un sistema de coordenadas, hay una curva de equilibrio que marca las concentraciones correspondientes a la saturación a distintas temperaturas, semejante a la que indico en la figura núm. 1. Los

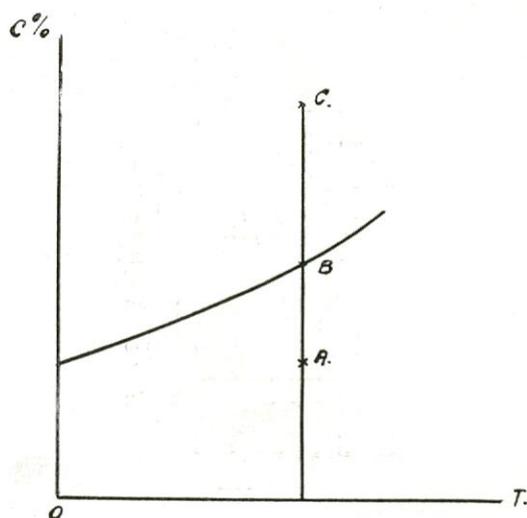


Fig. 1.

puntos que se encuentran debajo de la curva, tales como el A, son de disoluciones no saturadas; los que están en la curva, como el B, corresponden a concentraciones de saturación, y los que se encuentran encima, como el C, a disoluciones sobresaturadas. Es interesante señalar que en los evaporadores el agua a evaporar corresponde siempre a disoluciones no saturadas.

Independientemente de otras alteraciones mecánicas que no hacen al caso, la anomalía más frecuente de estos aparatos, y de las que nos vamos a ocupar, es la presencia de sales en el agua destilada. Estas, si el vapor cuando sale del evaporador es húmedo, están contenidas en el agua que tiene en suspensión y pasan con ella al destilador. También pasan al mismo en la ebullición tumultuosa y en los arrastres. Estas son las dos causas de la presencia de la misma en el destilador, y del estudio de ellas se deduce la forma en que se ha de actuar para su eliminación.

Examinando la primera se observa que como el contenido de sal de las gotas en suspensión es el mismo

que el del agua a evaporar, disminuirá éste cuando la concentración de aquélla sea más pequeña. Esta concentración se puede fijar aumentando o disminuyendo la cantidad de agua tirada al mar por la extracción.

El agua del mar contiene aproximadamente 1/33 en peso de sal; si queremos mantener una concentración de 2/33 tendremos que tirar al mar la mitad del agua de alimentación, que como saldrá con 2/33, llevará su sal y la de la otra mitad evaporada. Si queremos mantener un grado 3/33, será suficiente con tirar solamen-

gún otro aprovechamiento, de forma que, aunque para disminuir las sales sería conveniente tirar cuanto más agua mejor, ha de tener esto un límite para que no aumente exageradamente el consumo de vapor del aparato.

Fijada ya la concentración debida, es necesario aumentar el título del vapor todo lo que se pueda con objeto de que el agua en suspensión sea la menor posible, lo que se consigue aumentando el vacío en el destilador, o sea aumentando el número de emboladas por minuto de la bomba combinada (teniendo cuidado estén cerradas las purgas del destilador).

El límite superior de todas estas medidas que tienden a mejorar la calidad del agua destilada, se fija procurando, dentro de que agua sea buena, que el consu-

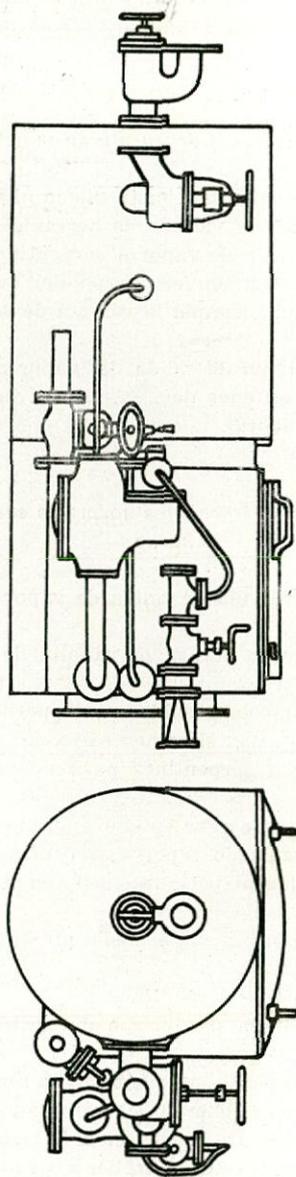


Fig. 2.

te la tercera parte del agua de alimentación por el mismo razonamiento, y así sucesivamente. Un valor adecuado para evaporadores es entre 2/33 y 3/33, que deberá medirse con el pesasales para señalar el régimen ideal.

Como el agua que se tira sale a la temperatura interior, las calorías que le corresponden se pierden sin nin-

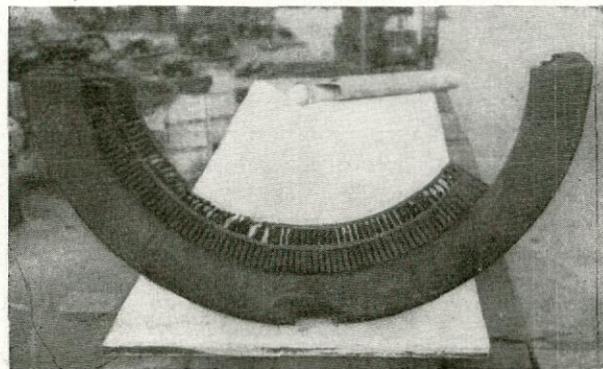


Fig. 3.

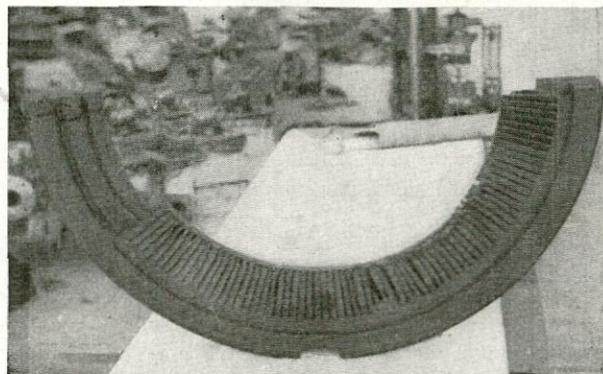


Fig. 4.

mo de vapor no sea exagerado y teniendo presente que las presiones elevadas en serpentines originan fuertes temperaturas que dan lugar a incrustaciones salinas en los mismos.

Hay otra causa que indicamos al principio y es la ebullición tumultuosa y los arrastres. Pueden producirse por variaciones bruscas en la presión y temperatura que puedan dar lugar a un proceso rápido de auto-evaporación produciendo vapor húmedo que arrastra sustancias salinas. Ejemplo de ello son las proyecciones que se originan cuando se abre rápidamente una válvula. Es aconsejable, por tanto, una vez establecido el régimen, no tocar a las válvulas si no hay que corregir alguna perturbación.

Por último, tenemos que señalar que no hay que olvidar, cuando el evaporador tiene que funcionar ininterrumpidamente, que después de un número determinado de horas conviene hacer una extracción completa, significando que como la penetración de agua fría puede dar lugar a obstrucciones en la extracción, por desprendimiento de incrustaciones, es conveniente cerciorarse de que así no ha sido.

En resumen, para mejorar la calidad del agua se puede actuar dentro de ciertos límites de las siguientes formas:

1.º Aumentando el número de emboladas por minuto de la bomba combinada, dándose al mismo tiempo el vapor necesario a serpentines y manteniendo la purga de los mismos en forma de que no tengamos agua en los tubos.

2.º Disminuyendo la concentración abriendo más la válvula de extracción.

Incluimos un cuadro similar al que debe suministrarse al personal encargado de su manejo. En el mismo hemos dejado en claro los valores numéricos para rellenarlos en cada caso. Con el mismo hemos conseguido facilitar el uso de estas instalaciones por las dotaciones.

Instrucciones de funcionamiento

1. Valores recomendables de las presiones:

- a) Presión de vapor a los serpentines
- b) Presión de purga o derrame de serpentines
- c) Presión de la cámara de evaporación
- d) Vacío en el destilador
- e) Número de emboladas dobles de la bomba combinada Las necesarias para tener el vacío indicado.
- f) Presión de descarga bomba combinada

2. La presión en caldera no debe sufrir alteración mientras se está evaporando.

3. La salinidad del agua en el cuerpo del evaporador se conservará entre y Para conseguir esta salinidad se regulará adecuadamente la válvula de extracción de salmuera.

4. El derrame normal de serpentines es a la cisterna. Si se calienta mucho el agua de ella, cerrar cisterna y abrir un poco la válvula de derrame al condensador.

5. La posición correcta de la válvula de derrame de serpentines se encontrará por tanteo. Marcándose cuidadosamente para información posterior.

6. Ver que se conserva el nivel de agua dentro del evaporador, lo que indica un buen funcionamiento del regulador.

7. Extraccionar cada horas si no se utiliza ningún

producto para evitar las incrustaciones (ver instrucciones para esta operación).

8. Se cuidará rigurosamente de no alterar el régimen del evaporador durante su funcionamiento normal abriendo y cerrando válvulas, lo que produce arrastre y, por tanto, agua salada.

9. Tener cerradas las purgas del destilador, que únicamente se utilizarán para el vaciado del mismo.

10. Después de una proyección de agua salada se purgará totalmente el destilador, ventilando por la purga superior.

11. La calidad del agua evaporada se determinará *cuantitativamente* según los procedimientos de análisis normales.

12. Periódicamente se limpiará el evaporador por la puerta de registro.

Instrucciones de puesta en marcha

1. Llénese el evaporador hasta medio nivel.
2. Abrir un poco la válvula de derrame de serpentines.
3. Abrir la válvula de vapor a serpentines.
4. Subir la presión en el cuerpo del evaporador hasta manteniendo cerrada la válvula de salida del vapor al destilador.
5. Abrir la válvula de salida del vapor al destilador lo suficiente para mantener de a la presión en el cuerpo del evaporador.

Instrucciones para extracciones normales cada veinticuatro horas

1. Círrese la válvula de salida de vapor del cuerpo del evaporador.
 2. Inmediatamente ábrase la válvula de extracción de salmuera.
 3. La presión no debe subir en el cuerpo del evaporador por encima de; si es necesario, círrese un poco la válvula de vapor a serpentines para no sobrepasar esta presión.
 4. Cuando no quede agua en el evaporador, círrese completamente la válvula de vapor a serpentines.
 5. Obsérvese que al poco rato sube el nivel en el evaporador.
 6. Cuando el agua llegue a medio nivel círrese el grifo de extracción.
 7. Abrir el vapor a serpentines.
 8. Abrir la válvula del cuerpo del evaporador cuando la presión llegue a
 9. Dejar la válvula lo suficientemente abierta para conservar la presión en el cuerpo del evaporador a
- Es necesario tener en cuenta el enfriamiento y filtrado del agua destilada antes de proceder a su análisis para determinar la dureza real, ya que si se analiza sin estas precauciones se obtienen resultados erróneos, en sentido desfavorable.

PRESCRIPCIONES DE ESTABILIDAD DE DIFERENTES PAISES ⁽¹⁾

Por ERICH DANCKWARDT.

Traducido por R. M. D.

En los últimos años se han publicado normas para la estabilidad mínima en diversas condiciones de carga por las diferentes Sociedades de Clasificación.

A continuación se da una comparación en forma de tabla de las prescripciones dadas por la URSS en 1959, DSRK (2) en 1956, el Registro polaco en 1957 y por el Ministerio japonés de Transporte en 1957.

Esta exposición, debemos hacer notar, no es un estudio completo de las prescripciones, puesto que en esta forma tabular se han despreciado una serie de detalles. Así, por ejemplo, no entramos en las prescripciones polacas sobre barcos de las clases de navegación costera hasta 20 millas de la costa, navegación en rada y barcos en puerto a causa de los grandes detalles que producen limitaciones en la estabilidad inicial. Las prescripciones japonesas no son aplicables más que para barcos de pasajeros de alta mar. Sin embargo, se consideran en esta exposición, para compararlas con las otras normas. También a las publicaciones para un tipo especial de barcos renunciamos en esta exposición. Igualmente renunciamos a la enumeración de los casos de carga cuyo estudio para cada uno de los tipos de barco se da, en todo caso, en las prescripciones.

Mencionemos, además, que el Servicio de Guardacostas de los Estados Unidos para barcos de pasajeros de

alta mar exige un valor mínimo de MG , que nos conformamos con la fórmula siguiente:

$$MG = \frac{p \cdot A \cdot h}{\Delta \cdot \text{tg } \varphi} \text{ (pies)}$$

$p = 0,005$ para navegación costera y en aguas abiertas incluyendo navegación de invierno en los grandes lagos).

$p = 0,0033$ para aguas parcialmente abrigadas, como lagos, ensenadas, etc., y franco bordo de verano en los grandes lagos.

$p = 0,0025$ para aguas abrigadas, como ríos, puertos, etc.,
 $A =$ Superficie expuesta al viento (pies²).

$h =$ Brazo de palanca desde el centro de gravedad de la superficie expuesta al viento, hasta $T/2$ (pies).

$\Delta =$ Desplazamiento.

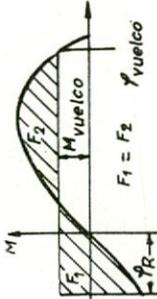
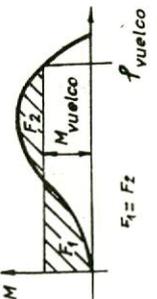
$\varphi =$ Angulo de escora admisible hasta 0,5 de franco bordo, máximo = 14°.

No se da una comparación numérica de las diferentes prescripciones, porque a consecuencia de los conceptos muy diversos de las mismas, los diferentes parámetros de los barcos tienen un efecto muy diferente, de manera que, incluso para un gran número de buques, se obtendrían solamente valores puntuales que no hubieran permitido una información general sobre el orden de magnitud de los valores mínimos de estabilidad exigidos.

(1) HANSA, 18 noviembre 1959, pág. 2364.

(2) Deutschen Schiffsrevision und Klassifikation.

CRITERIOS DE ESTABILIDAD

URSS	DSRK	REG. POLACO	JAPON (Buques de pasaje de alta mar)
<p>1) $K = \frac{M_{vuelco} > 1,00}{M_{escora}}$</p> <p>$M_{vuelco}$ = Máximo momento escorante admisible teniendo en cuenta la amplitud del balance.</p>  <p>$F_1 = F_2$ φ_{vuelco}</p> <p>M_{escora} = Momento escorante dinámico de la presión del viento.</p> <p>$\varphi_{vuelco} > \varphi_{limite}$</p> <p>$\varphi_R$ = Angulo de balance.</p> <p>2) MG</p> <p>φ_{max} h_{max} $\varphi_h = 0$</p>	<p>1) $K = \frac{M_{vuelco} > 1,00}{M_{escora}}$</p> <p>$M_{vuelco}$ = Máximo momento escorante admisible.</p>  <p>$F_1 = F_2$ φ_{vuelco}</p> <p>M_{escora} = Momento escorante dinámico de la presión del viento.</p> <p>$\varphi_{vuelco} > \varphi_{limite}$</p> <p>2) MG</p> <p>φ_{max} h_{max} $\varphi_h = 0$</p> <p>$\varphi_h = 0$ = Angulo de estabilidad nula.</p>	<p>1) $K = \frac{M_{vuelco} > 1,00}{M_{escora}}$</p> <p>$M_{vuelco}$ = Máximo momento escorante admisible.</p>	

b) Curva de brazos de palanca

$MG \geq 0$, corregida por superficies libres, $M \geq$
 $h_{max} > 0,25$ m. para $L < 100$ m.
 $h_{max} > 0,25$ m. para $L > 100$ m.
 φ_{max} y $\varphi_{h=0}$ (tabla A-1).

$\varphi_{max} = 30^\circ$ a 45° .
 $\varphi_{h=0} = 60^\circ$.
 $h_{max} > 0,25$ m. en la zona $\varphi = 30^\circ$.
 $\varphi_{max} = 30^\circ$ a 45°
 $\varphi_{h=0} = 60^\circ$.
 Angulo limite $> 30^\circ$.

$$MG \geq (1,1 F_{i, z_i} + \sum K_n B) B F \cdot D \cdot \frac{1}{100}$$

$$h_{max} \geq 0,0125 B, \delta \geq 0,275 \text{ m.}$$

TABLA A-1

B/H	$K = \frac{M_{superior}}{M_{inferior}}$	$\varphi_{h=0}$	φ_{max}
< 2	> 1	$> 60^\circ$	$> 30^\circ$
2	1 a 1,5	$> 60^\circ - \Delta \varphi_1$ $K - 1 \frac{B/H - 2}{0,5}$	$> 30^\circ - 0,5 \Delta \varphi_1$
a		$\Delta \varphi_1 = 10$ 0,5	
2,5	$> 1,5$	$> 60^\circ - \Delta \varphi_2$ $\frac{B/H - 2}{0,5}$	$> 30^\circ - 0,5 \Delta \varphi_2$
$> 2,5$	$< 1,5$	$> 60^\circ - \Delta \varphi_3$ $K - 1$ $\Delta \varphi_3 = 10$ 0,5	$> 30^\circ - 0,5 \Delta \varphi_3$
	$> 1,5$	$> 50^\circ$	$> 25^\circ$

En superestructuras φ_{max} para 1).
 Cresta de la curva de brazos $> 25^\circ$.

c) Consideraciones de las superestructuras

En los cálculos de F. B. se considera siempre la longitud y altura reales de las superestructuras. Si existen brazos en aberturas con cierre clases I y II que sean las únicas salidas a cubierta, se consideran para $\varphi < 60^\circ$ con la mitad de la altura; para $\varphi > 60^\circ$ toda la altura.

Se consideran en el cálculo de F. B.
 Angulo limite determinado por las aberturas.

Las superestructuras y casetas con cierres estancos y una salida de socorro a la intemperie; en otros casos, sólo hasta la brazola.
 Superestructuras cuya longitud de cubierta $> 0,15L$ y de ancho $> 0,7B$.

Superestructuras y otras análogas sobre cubierta son eficaces.
 Angulo limite determinado por las aberturas.

URSS	DSRK	REG. POLACO	JAPON																																																																																																																																																																					
<p>— Las casetas del puente con determinadas condiciones.</p> <p>— Angulo límite de entrada de agua en las superestructuras; a partir de este ángulo aquéllas son ineficaces.</p> <p>— Las aberturas de arqueo, en cubiertas, costados y superestructuras hacen que se considere abierto el espacio de arqueo. Los espacios contiguos se suponen cerrados incluso con cierres provisionales.</p>																																																																																																																																																																								
<p>$M_w = 0,001 \cdot p \cdot z \cdot F_w$ $p =$ Presión específica del viento según tabla A2.</p> <p>$z =$ Brazo de palanca desde el c. de g. de la superficie expuesta al viento, a la flotación.</p> <p>$F_w =$ Superficie expuesta al viento.</p> <p>— Las superficies planas multiplicar por 1, y las redondas por 0,6.</p> <p>— <i>Arboladura y jarcia</i>. Pasamanos, etcétera, se tienen en cuenta aumentando un 5 % a la superficie y 10 % a los momentos. (También se pueden calcular separadamente.)</p> <p>Coefficiente de amurada de rejilla. 0,6</p> <p>Pasamanos de amuradas con candeleros 0,2</p> <p>Gruas y construcciones de celosía. 0,5</p> <p>— Arboladura y jarcia en función de z/b según tabla A3.</p>	<p>d) <i>Momento de la presión del viento</i></p> <p>$M_w = 0,001 \cdot p \cdot z \cdot F_w$ $p =$ Presión específica del viento según tabla B1.</p> <p>$s =$ Brazo de palanca desde el c. de g. de la superficie expuesta al viento, a un punto situado a T/2.</p> <p>$F_w =$ Superficie expuesta al viento.</p> <p>— Las superficies planas multiplicar por 1; las redondas por 0,6; arboladura y jarcia por 0,6 a 0,8.</p>	<p>$M_w = 0,001 \cdot p \cdot z \cdot F_w$ $p =$ Presión específica del viento según tabla C1.</p> <p>$z =$ Brazo de palanca desde el c. de g. de la superficie expuesta al viento, a la flotación.</p> <p>$F_w =$ Superficie expuesta al viento.</p> <p>— Las superficies planas multiplicar por 1; las redondas por 0,6; respaldos de bancos 0,5 a 0,75; trabajos de rejillas 1,5.</p>	<p>$M_w = 0,75 \cdot 10^{-4} \cdot V_w^2 \cdot s \cdot F_w$ $s =$ Brazo de palanca desde el c. de g. de la superficie expuesta al viento, a un punto situado a T/2.</p> <p>$F_w =$ Superficie expuesta al viento.</p> <p>$v_w =$ Velocidad del viento.</p> <p><i>Velocidad del viento en m/s.</i></p>																																																																																																																																																																					
<p>TABLA A2 <i>Clasificación</i></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>z</th> <th>I</th> <th>II</th> <th>III</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1,0</td><td>96</td><td>54</td><td>27</td></tr> <tr><td>8,0</td><td>117</td><td>66</td><td>33</td></tr> <tr><td>3,0</td><td>131</td><td>74</td><td>37</td></tr> <tr><td>4,0</td><td>140</td><td>80</td><td>39</td></tr> <tr><td>5,0</td><td>147</td><td>84</td><td>41</td></tr> <tr><td>6,0</td><td>153</td><td>87</td><td>43</td></tr> <tr><td>> 7,0</td><td>156</td><td>89</td><td>44</td></tr> </tbody> </table>	z	I	II	III	1,0	96	54	27	8,0	117	66	33	3,0	131	74	37	4,0	140	80	39	5,0	147	84	41	6,0	153	87	43	> 7,0	156	89	44	<p>TABLA B1 <i>Clasificación</i></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>z</th> <th>I</th> <th>II</th> <th>III</th> <th>IV</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>53</td><td>40</td><td>35</td><td>33</td></tr> <tr><td>2</td><td>71</td><td>54</td><td>49</td><td>46</td></tr> <tr><td>3</td><td>84</td><td>63</td><td>57</td><td>52</td></tr> <tr><td>4</td><td>95</td><td>70</td><td>63</td><td>57</td></tr> <tr><td>5</td><td>105</td><td>77</td><td>68</td><td>61</td></tr> <tr><td>6</td><td>112</td><td>82</td><td>72</td><td>63</td></tr> <tr><td>7</td><td>118</td><td>87</td><td>76</td><td>65</td></tr> <tr><td>8</td><td>124</td><td>92</td><td>79</td><td>—</td></tr> <tr><td>9</td><td>130</td><td>97</td><td>83</td><td>—</td></tr> <tr><td>10</td><td>135</td><td>101</td><td>—</td><td>—</td></tr> <tr><td>11</td><td>140</td><td>106</td><td>—</td><td>—</td></tr> <tr><td>12</td><td>146</td><td>110</td><td>—</td><td>—</td></tr> <tr><td>13</td><td>150</td><td>115</td><td>—</td><td>—</td></tr> </tbody> </table>	z	I	II	III	IV	1	53	40	35	33	2	71	54	49	46	3	84	63	57	52	4	95	70	63	57	5	105	77	68	61	6	112	82	72	63	7	118	87	76	65	8	124	92	79	—	9	130	97	83	—	10	135	101	—	—	11	140	106	—	—	12	146	110	—	—	13	150	115	—	—	<p>TABLA C1 <i>Grupo</i></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Clase</th> <th>I</th> <th>II</th> <th>III</th> <th>IV</th> <th>V</th> <th>VI</th> </tr> <tr> <th>z</th> <th>W y M</th> <th>BL</th> <th>P</th> <th>—</th> <th>—</th> <th>—</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>110</td><td>90</td><td>45</td><td>23</td><td>15</td><td>7,5</td></tr> <tr><td>2</td><td>145</td><td>120</td><td>60</td><td>30</td><td>20</td><td>10</td></tr> <tr><td>3</td><td>173</td><td>145</td><td>72</td><td>35</td><td>22</td><td>12</td></tr> <tr><td>4</td><td>192</td><td>165</td><td>83</td><td>40</td><td>25</td><td>14</td></tr> <tr><td>5</td><td>210</td><td>180</td><td>90</td><td>44</td><td>27</td><td>16</td></tr> <tr><td>6</td><td>225</td><td>195</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr> <tr><td>> 7</td><td>240</td><td>200</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr> </tbody> </table>	Clase	I	II	III	IV	V	VI	z	W y M	BL	P	—	—	—	1	110	90	45	23	15	7,5	2	145	120	60	30	20	10	3	173	145	72	35	22	12	4	192	165	83	40	25	14	5	210	180	90	44	27	16	6	225	195	—	—	—	—	> 7	240	200	—	—	—	—	<p>Viento continuo 26 19 16 Ráfaga 31,9 23,3 19,6 (Ráfaga = $\sqrt{1,5} \times$ viento continuo.)</p>
z	I	II	III																																																																																																																																																																					
1,0	96	54	27																																																																																																																																																																					
8,0	117	66	33																																																																																																																																																																					
3,0	131	74	37																																																																																																																																																																					
4,0	140	80	39																																																																																																																																																																					
5,0	147	84	41																																																																																																																																																																					
6,0	153	87	43																																																																																																																																																																					
> 7,0	156	89	44																																																																																																																																																																					
z	I	II	III	IV																																																																																																																																																																				
1	53	40	35	33																																																																																																																																																																				
2	71	54	49	46																																																																																																																																																																				
3	84	63	57	52																																																																																																																																																																				
4	95	70	63	57																																																																																																																																																																				
5	105	77	68	61																																																																																																																																																																				
6	112	82	72	63																																																																																																																																																																				
7	118	87	76	65																																																																																																																																																																				
8	124	92	79	—																																																																																																																																																																				
9	130	97	83	—																																																																																																																																																																				
10	135	101	—	—																																																																																																																																																																				
11	140	106	—	—																																																																																																																																																																				
12	146	110	—	—																																																																																																																																																																				
13	150	115	—	—																																																																																																																																																																				
Clase	I	II	III	IV	V	VI																																																																																																																																																																		
z	W y M	BL	P	—	—	—																																																																																																																																																																		
1	110	90	45	23	15	7,5																																																																																																																																																																		
2	145	120	60	30	20	10																																																																																																																																																																		
3	173	145	72	35	22	12																																																																																																																																																																		
4	192	165	83	40	25	14																																																																																																																																																																		
5	210	180	90	44	27	16																																																																																																																																																																		
6	225	195	—	—	—	—																																																																																																																																																																		
> 7	240	200	—	—	—	—																																																																																																																																																																		

TABLA A3

z_0/b	1	5	7	9	11	13
---------	---	---	---	---	----	----

Coefficiente de sup. ... 0,14 0,23 0,31 0,40 0,48 0,57

z_0 = Longitud de la amurada.

b = Altura del c. de g. del viento sobre la amurada.

— Las superficies libres deben tenerse en cuenta. Con varias combinaciones de tanques, debe considerarse aquella que produce mayor corrección por superficie libre a 45°.

— Aquellos tanques en que la corrección de la curva de estabilidad a 45° sea $\leq 0,005$ m. o que $\Delta MG < 0,02$ m., o bien Δh a 45° sea $< 0,01$ m., no se tendrán en cuenta.

— El i_n de los tanques se calculará a media capacidad.

e) Superficies libres.

— Las superficies libres se tendrán en cuenta cuando el llenado sea $< 95\%$. No se tendrá en cuenta cuando $\Delta MG < 0,1 MG$, pero a lo sumo $0,008 M$.

— Las superficies libres deben tenerse en cuenta.

— No se tendrán en cuenta cuando $\Delta MG < 0,05$ y para $\varphi > 6^\circ$.

f) Formación de hielo.

— Se tiene en cuenta para buques de clasificación I y II.

— Aumento de peso:

Cubiertas expuestas, escotillas	30 Kg/m ²
Botes	10 "
Arboladura, jarcia, etc. ...	5 "

— La formación de hielo se supondrá sólo hasta 10 m. sobre la flotación.

— El aumento de la superficie expuesta al viento para pasamanos, ventiladores, mástiles, botes, jarcia, etcétera, 30 %.

$\varphi_{h=0} > 55^\circ$.

— Se tendrá en cuenta en buques que navegen en aguas árticas y en invierno en el Mar Báltico.

— Aumento de peso:

Cubiertas	30 Kg/m ²
Arboladura y jarcia	5 "

— La formación de hielo se considerará hasta 10 m. sobre la flotación.

$\varphi_{h=0} > 50^\circ$.

— Se tiene en cuenta cuando el buque navega con F. B. de invierno. El aumento de peso será de 30 Kg/m² de la proyección horizontal de la cubierta a la intemperie y de 15 Kg/m² de la superficie expuesta al viento para buques navegando al Norte y Sur de los círculos polares, para las demás zonas el 50 %.

— Aumento de la superficie expuesta al viento 10 % a 7,5 %; aumento del momento de la presión del viento, 20 a 15 %.

— $\varphi_{h=0} > 55^\circ$ para buques de clasificación II y III.

— $h_{max} = 0,2$ m. para $\varphi > 25^\circ$.

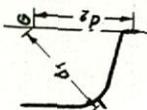
URSS	DSRK	REG. POLACO	JAPON																																	
<p>$\varphi_R = x \cdot y$</p> $x = \frac{1}{f_1 V f_2 + MG} \frac{B}{B}$ <p>f_1, y, f_2 son función de B</p> $u = \left(1 + \frac{B}{6T}\right) \text{ (tabla A4)}$	<p>h) <i>Amplitud de balance.</i></p>		<p>$\varphi_R = \sqrt{138,5 w l / N}$</p> $w = 0,73 + 0,60 \frac{OG}{Tg}$ <p>$OG =$ Ordenada del c. de g. de pesos sobre la flotación.</p> <p>$l = K_2 - K_3 T_s$</p> <p>$T_s =$ Período de balance seg⁻¹ K_2 y K_3 de la tabla D1.</p>																																	
<p>TABLA A4</p> <table border="1"> <tr> <td>u</td> <td>0,8</td> <td>1,0</td> <td>1,2</td> <td>1,4</td> <td>1,6</td> <td>1,8</td> </tr> <tr> <td>f_1</td> <td>1,69</td> <td>2,34</td> <td>3,02</td> <td>3,74</td> <td>4,48</td> <td>5,30</td> </tr> <tr> <td>f_2</td> <td>0,672</td> <td>0,430</td> <td>0,298</td> <td>0,220</td> <td>0,168</td> <td>0,133</td> </tr> </table> <p>— y es una función de</p>	u	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	f_1	1,69	2,34	3,02	3,74	4,48	5,30	f_2	0,672	0,430	0,298	0,220	0,168	0,133	<p>TABLA D1</p> <table border="1"> <tr> <td></td> <td>K_2</td> <td>K_3</td> </tr> <tr> <td>Clasific. I</td> <td>0,151</td> <td>0,0072</td> </tr> <tr> <td>" II</td> <td>0,153</td> <td>0,0100</td> </tr> <tr> <td>" III</td> <td>0,155</td> <td>0,0130</td> </tr> </table> <p>— N para buques normales = 0,02 sin Q. de B.</p> <p>— La amplitud de balance se restará de un ángulo de escora producido por un brazo escorante permanente de magnitud.</p>		K_2	K_3	Clasific. I	0,151	0,0072	" II	0,153	0,0100	" III	0,155	0,0130		<p>$h_{w,i} = \frac{K_1 F_w s}{D}$ (fig. Da).</p> <p>F_w y s, véase momento de presión del viento.</p> <p>$K_1 = 0,0514$ Clasific. I $0,0274$ " II $0,0171$ " III</p>
u	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8																														
f_1	1,69	2,34	3,02	3,74	4,48	5,30																														
f_2	0,672	0,430	0,298	0,220	0,168	0,133																														
	K_2	K_3																																		
Clasific. I	0,151	0,0072																																		
" II	0,153	0,0100																																		
" III	0,155	0,0130																																		
<p>TABLA A5</p> <table border="1"> <tr> <td>$\frac{\sqrt{MG}}{D}$</td> <td>0,03</td> <td>0,05</td> <td>0,07</td> <td>0,09</td> <td>0,11</td> <td>> 0,13</td> </tr> </table> <p>Para quillas de balance o quilla de barra</p> <p>$\varphi_{B_2} = K \varphi_R$</p> <p>$K$ es una función de ψ (tabla A6). Para Q. de B.</p>	$\frac{\sqrt{MG}}{D}$	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	> 0,13			<p>FIGURA Da</p>																										
$\frac{\sqrt{MG}}{D}$	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	> 0,13																														
<p>Para quillas de barra</p> $\psi_1 = \frac{GK}{T} \cdot \frac{S_1}{L \cdot B} \left(\frac{d_1}{B}\right)^3 \cdot 10^8$ <p>Para quillas de barra</p> $\psi_2 = \frac{GK}{T} \cdot \frac{S_2}{L \cdot B} \left(\frac{d_2}{B}\right)^3 \cdot 10^8$																																				

Para Q. de B. y de barra

$$\psi_d = \psi_1 + \psi_2$$

TABLA A6

ψ	0	1	2	3	4	5	$\psi >$
K	1,00	0,93	0,87	0,80	0,74	0,67	0,61



S_1 = Superficie de la Q. de B.

S_2 = Superficie de la Q. de barra.

-- Para codillos en pantoque

$$\varphi_{R_3} = 0,7 \varphi_R$$

-- Angulo del trancañil con la flotación

$$\varphi_0 < \varphi_R$$

$$\varphi_{R_4} = \frac{1}{m} \varphi_0 ; \text{tg. } \varphi_D = \frac{2(H-T)}{B}$$

TABLA A7

φ_D/φ_R	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
m	0,181	0,450	0,630	0,790	0,930

-- Las superficies libres no se consideran.

-- Para $MG < 0,30$ m. se pone $MG = 0,30$ m.

-- Para $\varphi_R < 10^\circ$ se pone $\varphi_R = 10^\circ$.

-- Las instalaciones para amortiguar los balances no se consideraran.

-- φ_R en determinadas condiciones puede obtenerse de ensayos con modelos y del tamaño natural.

Escora estática:

Suponiendo que todos los pasajeros se sitúan a una banda

$$\varphi_{pasaj} < 10^\circ$$

Cálculo de evolución:

$$M_{evol} = 0,233 \frac{D}{g} \frac{L}{L} (GK - 0,5 T).$$

i) Prescripciones especiales para tipos especiales. Buques de pasaje

Escora estática:

φ admisible $< 8^\circ$ no debe ser mayor de 12° , o bien del ángulo en que se sumerge el trancañil, o emerge el pantoque.

Momento escorante:

1. Momento producido al colocarse todos los pasajeros a una banda.

Curva de brazos de palanca

$$h_{max} > 0,25 \text{ m. a } 30^\circ$$

Escora estática: Producida por el momento de todos los pasajeros al colocarse a una banda.

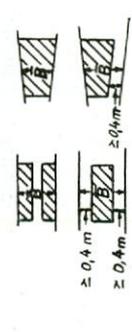
-- Buques clase Báltico, $\varphi < 12^\circ$.

Momento escorante a consecuencia de colocarse todos los pasajeros a una banda.

$$M_{escor} = \sum K n \bar{B} \quad M$$

$$K = 0,134 (7 - \frac{M}{a})$$

n = Número de pasajeros en cada uno de los espacios.

URSS	DSRK	REG. POLACO	JAPON
<p>$\varphi_{evol} < 8^\circ$ $\varphi_{evol} + \varphi_{pasaj} < 12^\circ$</p> <p>O bien el 75 % de φ_{evol} (ángulo de estabilidad nula), o bien del ángulo en que el trancañil se sumerge o el pantoque emerge.</p>	<p>2. Momento producido por la fuerza centrífuga en el círculo de evolución.</p> $M_D = \frac{D}{g} \frac{(0,75 v)^2}{0,125 L^{5/3}} \quad (GK - 0,5 T)$	<p>— Clase de gran cabotaje y navegación no limitada. $\varphi < 10^\circ$ ó $< 0,5$ franco bordo.</p>	<p>a = Superficie de cubierta de cada espacio. B = Manga a disposición de los pasajeros (véase fig. Db).</p> 
<p>La carga de madera en cubierta puede considerarse en los cálculos de estabilidad, hasta el 75 % de su altura, pero no mayor que la altura de la superestructura más baja.</p> <p>Para formación de hielo se tomará la superficie superior de la carga de madera como cubierta y la lateral como superficie expuesta al viento. Para estas superficies, el peso del hielo se considerará el triple.</p>	<p><i>Cargueros con cubierta</i></p> <p>La carga de madera en cubierta puede considerarse en los cálculos de estabilidad, hasta el 75 % de su altura, pero no mayor que la altura de la superestructura más baja.</p>	<p>La carga de madera en cubierta puede considerarse en los cálculos de estabilidad, hasta el 75 % de su altura, pero no mayor que la altura de la superestructura más baja.</p>	<p>La carga de madera en cubierta puede considerarse en los cálculos de estabilidad, hasta el 75 % de su altura, pero no mayor que la altura de la superestructura más baja.</p>
<p>Momento escorante dinámico.</p> $M_{TR} = K \cdot l \cdot z$ $K = 5 \text{ para } CV_1 \leq 200$ $= 4 \text{ para } CV_1 > 500$ <p>l = Distancia vertical desde el gancho de remolque al c. de g. de pesos.</p> <p>z = Tracción de remolque a 5 nudos de velocidad, pero nunca menor de $0,01 t/CV_1$.</p> <p>Para superestructuras altas, se aumentará al momento de tracción de remolque el debido a la presión del viento.</p>	<p><i>Remolcadores</i></p> <p>Se añadirá el momento de la presión del viento al producido por la tracción en la que</p> $M_{TR} = Z \cdot s$ <p>Z = Tracción a punto fijo, t. s = Distancia vertical del gancho de remolque.</p>	<p>Clase P, $h_{max} > 0,25 m$. a $\varphi = 30^\circ$.</p> $M_{TR} = 0,01 CV_1 \times l$ <p>l = Distancia vertical desde el gancho de remolque al c. de g. de pesos.</p>	<p>Remolcadores</p> <p>Clase P, $h_{max} > 0,25 m$. a $\varphi = 30^\circ$.</p> $M_{TR} = 0,01 CV_1 \times l$ <p>l = Distancia vertical desde el gancho de remolque al c. de g. de pesos.</p>

BIBLIOGRAFIA

1. Register der UdSSR, Stabilitätsvorschriften für See- und Hafenschiffe 1959.
2. DSRK, Vorschriften für Stabilität und Freibord DSRK-7 1956.
3. PRS, Przepisy stateczosci statków morskich 1957.
4. "A Proposed Standard of Stability for Passenger Ships" von Watanabe u. a. in Int. Shipb. Progress 1957; im Auszug: "Hansa" 1957, Seite 2399.
5. United States Coast Guard, Rules and Regulation for Passenger Vessels 1958.

INFORMACION DEL EXTRANJERO

CONGRESO INTERNACIONAL DE ESTRUCTURAS DE BARCOS (ISSC)

El objeto del I. S. S. C. es proporcionar a los expertos de los diversos países, ocupados en trabajos de investigación sobre "estructura de barcos" y problemas de resistencia estructural, una oportunidad de ponerse en contacto, de vez en cuando, para discutir cuestiones de interés común, cambiar información sobre los resultados obtenidos en sus respectivos países y posiblemente planear o recomendar futuras investigaciones, especialmente cuando la comparación de los resultados obtenidos en diferentes países sea de interés, o cuando sea recomendable un procedimiento normalizado.

Cada tres años se celebrará una reunión del Congreso. El programa de trabajo no excederá de tres días y consistirá en la lectura de los informes, y su discusión. Las reuniones se alternarán entre los países participantes; se procurará la máxima simplicidad para reducir el coste de las reuniones al mínimo.

Se prevé que la primera reunión se celebre en 1961, en Glasgow. El programa propuesto comprende los siguientes temas, que serán estudiados por los comités que se indican:

1. "Programa de investigación de gran envergadura", en relación con el proyecto de estructuras de barcos".

Comité: Mr. N. S. Miller (Gran Bretaña), Presidente; Mr. E. Abrahamsen (Noruega); Mr. J. Comstock (U. S. A.); Mr. J. Dieudonne (Francia); Prof. Or. J. E. Jaeger (Holanda); Dr. Ing. S. Weiss (Alemania); profesor M. Yoshiki (Japón).

La idea es hacer una revisión crítica del informe E. T. T. núm. 703 (Lewis and Gerard) y tratar de hacer una propuesta definida sobre investigación internacional.

2. "Medidas experimentales de esfuerzos en los barcos".

Comité: Mr. N. H. Jasper (U. S. A.), Presidente; Mr. T. Bennet (Suecia); Mr. Sauvalle (Francia); Mr. T. Kanazawa (Japón).

Este Comité tratará de incluir una comparación de instrumentos y resultados en su informe e intentará obtener conclusiones sobre la probabilidad de ciertos momentos flectores y niveles de tensión, así como sugerir la posible utilidad de tales cifras.

3. "Ensayos de modelos sobre olas para medir momentos flectores y esfuerzos cortantes".

Comité: Mr. E. V. Lewis (U. S. A.), Presidente; Mr. Y. Akita (Japón); Ir. J. Ch. de Does (Holanda); Mr. Lotveit (Noruega); Dr. G. Vossers (Holanda); Prof. B. V. Korvin-Kroukovsky (U. S. A.).

Este Comité debe comparar en primer lugar los métodos y resultados de las pruebas realizadas con modelos de petroleros tipo T2 (con variaciones), cuyas pruebas fueron o son realizadas por: Davidson Testing Tank, Hoboken; Escuela T. Superior de Delft, y en el Japón.

4. Revisión del trabajo hecho en Japón sobre resistencia, etc., del petrolero "Mammoth".

5. Se solicitará del Prof. Shimanski, de Leningrado, que organice una revisión del trabajo de investigación hecho recientemente en Rusia sobre estructuras y resistencia estructural del barco.

EXPOSICION DE MAQUINAS-HERRAMIENTA EN HANNOVER

La VDW "Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken" (Asociación de las fábricas alemanas de máquinas-herramienta) de Francfort (Main) celebrará, del 11 al 20 de septiembre de 1960 y en el recinto ferial de la Deutsche Messe- und Ausstellungs-AG., la *Exposición de Máquinas-Herramienta de Hannover* con participación internacional. Para esta exhibición se ocuparán los halls 1 a 9.

EL CARGUERO "TODOS OS SANTOS"

Los astilleros de Valmet, de Finlandia, están construyendo este carguero a motor para la Comissao de Marinha Mercante de Brasil.

Con un peso muerto de 7.800 toneladas, llevará un motor sobrealimentado Burmeister & Wain, tipo 50-VTBF-110, de cruceta y de 5.200 IHP. a 170 r. p. m., que tiene la particularidad de ser el primer motor Burmeister & Wain construido en Finlandia.

Además del anterior, Valmet construirá otros tres buques gemelos al "Todos os Santos" para la Compañía Brasileña, equipados con el mismo tipo de motor.

ENTREGA DEL PETROLERO "EMMA FERNSTROM"

El 27 de abril fue entregado a sus armadores, Navieras A K Fernström, de Karlshamn (Suecia), el petrolero a motor "Emman Fernström", de 30.730 t. p. m. El astillero constructor ha sido Oresundsvarvet AB, de Landskrona.

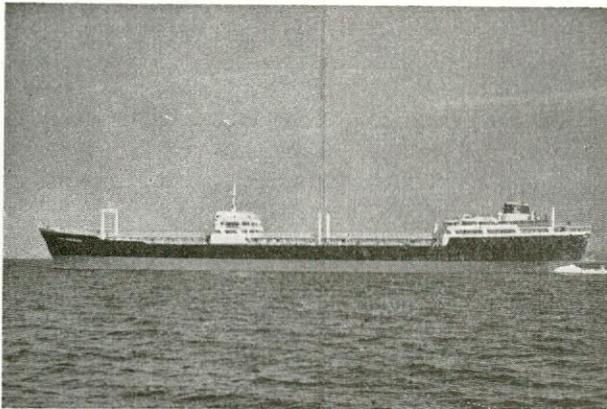
El buque, construido con arreglo a la más alta cali-

ficación del Lloyd's Register, tiene las siguientes características principales:

Eslora total	200,509 m.
Eslora entre perpendiculares	187,450 "
Manga de trazado	24,536 "
Puntal de trazado hasta cubierta principal	14,480 "
Calado al franco bordo de verano	10,959 "
Capacidad de los tanques de carga ...	42.100 m ³

El casco es todo soldado, según sistema desarrollado por el astillero; su estructura es longitudinal con mamparos transversales corrugados y mamparos longitudinales planos. Lleva 10 tanques centrales y 20 laterales.

Para la descarga dispone en una cámara de bombas, colocada inmediatamente detrás de los tanques, de dos bombas accionadas a vapor y otras dos electrobombas centrífugas. La capacidad total de estas bombas es de 3.000 t. de agua por hora.



Los serpentines para la calefacción son de hierro fundido. Los tanques de carga, que se utilizarán también para lastre, están equipados con protección catódica.

Una piscina permanente se encuentra en la cubierta principal, inmediatamente detrás del puente.

Las instalaciones del buque son de primera clase, con camarotes individuales para toda la tripulación. Por medio de una instalación moderna de acondicionamiento de aire se puede conseguir una regulación individual de la temperatura en cualquier camarote.

El barco dispone de un equipo moderno para la navegación, como giroscópica con gobierno automático, radar, eco sonda, corredera SAL, así como "radio direction finder", etc.

El B/T "Emma Fernström" va propulsado por un motor diesel de construcción Götaverken, sobrealimentado, preparado para quemar aceite pesado. Tiene 10 cilindros con un diámetro de 760 mm. y una carrera de 1.500 mm. Dicho motor desarrolla 13.500 IHP. a 110 revoluciones por minuto con una presión media indicada de 8,1 kg/cm².

Para suministro de fuerza dispone de tres motores auxiliares de seis cilindros, provisto cada uno de un ge-

nerador de 240 kw., además de un generador accionado a vapor de 165 kw.

La instalación eléctrica es de 220 V. c. c. para fuerza y 110 V. 50 c/s. corriente alterna para alumbrado, para lo que se dispone de dos transformadores de 40 kw. c/u.

En las pruebas en el Báltico se consiguió una velocidad media de 16,24 nudos.

ENTREGA DEL PETROLERO "ESSO BRUSSELS", DE 40.800 t. p. m.

El 22 de febrero último se efectuó en los Astilleros Kockums, de Malmö, la entrega de este buque a la Esso Marine (Bélgica), S. A., Amberes.

Es el mayor buque de la flota belga. Clasificado por el American Bureau of Shipping, es totalmente soldado, a excepción de los normales para-grietas, remachados. Los mamparos longitudinales y transversales son de plancha plana.

Las principales características del buque son:

Eslora total	213,21 m.
Eslora pp.	202,69 "
Manga de trazado	29,57 "
Puntal de trazado	15,01 "
Calado al franco bordo de verano.	11,08 "
Velocidad de contrato	17 nudos
Capacidad de los 33 tanques de carga	56.818 m ³
Idem de combustible	4.366 t.
Idem de bombas	4 × 1.250 "
Arqueo bruto	26.843 TR.
Arqueo neto	16.255 "
Dotación	58 hombres

En la cámara principal de bombas, adyacente a la de máquinas, están dispuestas, además de las cuatro turbo-bombas de 1.250 t. de agua por hora, tres bombas duplex para residuos, de 250 t. cada una. Las turbinas de las primeras tienen control hidráulico desde la caseta de bombas.

El buque está propulsado por un grupo turbo-reductor de doble reducción Kockum-Laval, que desarrolla 16.500 SHP. a 106 r. p. m. La velocidad de contrato, de 17 nudos, fue ampliamente rebasada en las pruebas. Lleva dos calderas F. W., "D", cada una de las cuales genera 30 t. de vapor a 42 kg/cm² y 463° C. en condiciones normales, y 36 t. como máximo.

ULTIMAS ENTREGAS FRANCESAS

Buque de pasaje "Napoleón", de 4.500 TRB

Ha sido entregado este buque a la Cie. Generale Transatlantique por Forges et Chantiers de la Medi-

terranée (La Seyne). Sus principales características son:

Eslora total	108,00 m.
Eslora pp.	99,50 "
Manga	15,80 "
Calado en carga	4,75 "
Peso muerto	1.100 t.
Velocidad en servicio de día	18 nudos
Idem de noche	14,5 "
Capacidad de pasaje	1.224
Idem de automóviles, normal y máxima.	70-100

Su equipo propulsor está formado por cuatro motores rápidos SEMT-Pielstick, sobrealimentados, de una potencia unitaria de 2.000 CV. a 440 r. p. m., acoplados por parejas con acoplamientos-reductores ASEA sobre dos ejes (185 r. p. m.), que permiten las dos velocidades indicadas para los servicios de día y de noche.

Para facilitar las maniobras de puerto, lleva a proa un propulsor Voith Schneider, encerrado en un túnel.

Los servicios eléctricos están alimentados por cuatro grupos diesel-alternadores de 330 kw. a 380 V., 50 períodos, accionados por motores Dujardin de 560 CV.

El casco está dividido en 11 compartimientos, y lleva tres cubiertas completas; dos plumas de 10 t. sirven a las bodegas de proa 1 y 2, y cuatro de 5 t., a los entrepuentes de popa.

Lleva un garaje de 60 × 15,80 m.; los coches tendrán acceso directo por tres puertas laterales a cada banda y una puerta basculante a popa. En caso necesario, puede estibarse otros coches por los medios clásicos de embarque en las bodegas, y los coches de dimensiones medias podrán hacerlo en la cubierta del castillo.

Los 1.224 pasajeros se distribuyen en varias categorías: 165 de primera; 30 en instalaciones mixtas de primera y segunda, según las circunstancias; 276 en segunda, y 753 en cuarta clase (cubierta). La dotación se compone de 76 hombres, de ellos 11 oficiales.

El clásico comedor se ha sustituido por una gran cafetería-snack bar de 20 × 15 m., instalada a proa de la cubierta de paseo.

En las pruebas con bastante mar, alcanzó el buque 20,15 nudos con los cuatro motores en marcha, contra los 18,5 nudos especificados; y 16,33 nudos, en lugar de los 14,5 con dos motores solamente.

Las pruebas de consumo a 18 nudos dieron un gasto de 24 t. por día.

Entre otras innovaciones, pueden citarse la sustitución de los clásicos salvavidas por un equipo de 47 balsas neumáticas (circulares Zodiac tipo FM de techo parcial, de inflado automático), de 25 plazas cada una, dos botes autos de aleación ligera, de 6,5 m., tipo noruego, y dos botes mixtos de 47 plazas. Las balsas van repartidas en "containers" plásticos dispuestos sobre caminos de rodamiento, situados sobre la cubierta superior, que permiten arrojarlas al mar indistintamente a cada banda. En caso de accidente, los pasajeros lle-

garán a las balsas deslizándose sobre un tobogán que terminará en una balsa especial neumática.

Las pruebas efectuadas en mar picada han demostrado ampliamente la bondad de esta nueva disposición.

La chimenea es del tipo Strombos, de forma de ala de avión.

Petrolero "Polaire", de 47.830 t. p. m.

Por los Chantiers de l'Atlantique ha sido entregado este buque a la Cie. Generale des Petroles, y tiene las siguientes características:

Eslora total	224,65 m.
Eslora pp.	214,70 "
Manga máxima	31,10 "
Puntal	15,40 "
Calado en carga	11,50 "
Desplazamiento en carga	61.960 t.
Capacidad de carga	64.500 m ³
Arqueo bruto	31.170 TR.
Volumen tanques de combustible ...	4.200 m ³
Autonomía	25.000 millas
Velocidad a plena carga	16,4 nudos
Núm. de tanques centrales y laterales.	11 + 2 × 6
Chigres de maniobra	2 de 10,5 t.
Chigre de servicio	1 de 3 "
Cabrestantes	2 de 15 "
Molinete de vapor (tracción)	54 "
Peso de la hélice	26,7 "

Está propulsado por un motor B. & W., tipo 1274 VTBF 160, de dos tiempos, simple efecto, de 12 cilindros en línea, que tienen 740 mm. de diámetro y 1.600 de carrera. Desarrolla 15.000 BHP. a 115 r. p. m. Tiene cuatro turbosoplantes de sobrealimentación, accionadas por los gases de escape. Puede quemar petróleo denso. La cámara de motores, que tiene una altura de 32 m., está servida por dos puentes-grúas y unida por un ascensor (nueve pisos) a la cubierta superior.

La maniobra de las válvulas de los tanques se efectúa por un sistema de mando hidráulico, realizado por Sigma.

Totalmente climatizado, su dotación dispone de un salón de deportes, piscina y cine sonoro. Está dotado de teléfono automático.

El puente va dispuesto en la superestructura de popa, y para mejorar su visibilidad se ha sustituido la ancha chimenea normal por dos tubos estrechos.

Los servicios eléctricos están alimentados por dos diesel-alternadores de 170 kw. cada uno, un turboalternador de 300 kw. y un alternador de 90 kw. La energía está distribuida a 380 V. y a 110 V. y 50 períodos.

Lleva dos calderas Penhoet de 15 t/h. de vapor recalentado y dos calderetas Spanner.

Dispone de tres turbobombas de carga de 1.500 t/h. cada una y dos alternativas de residuos de 300 t/h.

El aparato de gobierno es electrohidráulico.

Petrolero "Esso Bourgogne", de 39.250 t. p. m.

Por los Chantier de l'Atlantique ha sido entregado este buque a la S. A. francesa Esso Standard, y tiene las siguientes características:

Eslora total	212,55 m.
Eslora pp.	201,56 "
Manga fuera de miembros	28,80 "
Puntal	14,60 "
Calado al franco bordo de verano	11,00 "
Desplazamiento con apéndices ...	51.300 t.
Número de tanques	30
Capacidad de tanques de carga ...	51.900 m ³
Idem de combustible	4.301 "
Bombas de carga	3 × 1.350 "
Dotación	53 hombres

Está propulsado por un grupo turborreductor CEM-Parsons, de una potencia normal de 17.500 SHP. a 102 r. p. m. y máxima de 19.250 HP. a 105 r. p. m. Las dos calderas Penhoet-Loire, tipo P.41, suministran 30/45 t. de vapor a 64 kg/cm².

Los servicios eléctricos están alimentados por dos grupos turboalternadores trifásicos de 650 kw. a 380 V. 50 períodos. Lleva tres electrocompresores: dos para calderas, y el otro para el servicio de casco.

Dispone de cinco plumas de carga: dos de 7 t., una de 5 t. y dos de 2 t. Cinco chigres: uno de 10 t. en el castillo, dos de 10 t. sobre la cubierta alta y dos de 7 t. para la maniobra de mangueras.

La instalación frigorífica de víveres Brissonneau está compuesta por dos grupos electrocompresores de CF 12, de tres cilindros en V, de 10.000 frigorías/h. cada uno (evaporación a -22/-20° C. y condensación a +43° C.), accionados por motores de 13 CV. Cuenta con una cámara frigorífica para carnes, de 50 m³, y otra igual para legumbres.

La instalación de acondicionamiento de aire se compone de dos grupos: el de proa, con una batería de 10.000 m³ y un ventilador extractor de 2.900 m³, y el de popa, con dos baterías de 21.000 m³ y un ventilador impulsor de 5.400 m³, así como un extractor de 10.300 m³.

La ventilación mecánica se efectúa por tres electro-ventiladores centrífugos Granoux.

Mineralero "Jacques d'Anglejan-U. N. 1", de 17.540 t. p. m.

Encargado por la Union Industrielle et Maritime, Union Navale, ha sido construido este buque por los Chantiers et Ateliers de Provence, siendo sus características principales las siguientes:

Eslora total	164,43 m.
Eslora pp.	154,86 "
Manga fuera de miembros	21,00 "
Puntal a la cubierta principal	13,30 "
Calado en carga	9,00 "

Desplazamiento en plena carga	23.020 t.
Capacidad de bodegas	21.140 m ³
Volumen de lastres y piques	8.648 "
Volumen de tanques fuel-oil	1.623 "
Idem íd. diesel-oil	137 "
Velocidad máxima en pruebas	15,5 nudos
Velocidad en servicio	14,3 "
Número de bodegas	4
Dotación	35 hombres

Está propulsado por un motor Provence-Doxford, 70 LBD 4, sobrealimentado, de cuatro cilindros, que desarrolla 7.000 CV. a 118 r. p. m. Lleva tres grupos diesel-alternadores de 270 kw. y uno de 45 kw. a 440 V., 60 períodos.

Las ocho escotillas, de 10,5 × 9 m., tienen tapas de mecanismo hidráulico. Dispone de dos plumas de 5 t. con dos chigres. Todos los alojamientos, en camarotes individuales, van en la misma superestructura.

Carguero "Relizane", de 3.400 t. p. m.

Por Forges et Chantiers de la Méditerranée (Havre) ha sido entregado este buque shelter a la Cie. de Navigation Mixte. Sus características son las siguientes:

Eslora total	92,84 m.
Eslora pp.	85,83 "
Manga fuera de miembros	13,60 "
Puntal a la cubierta principal	5,30 "
Calado medio como shelter cerrado ...	7,02 "
Idem íd. como shelter abierto	5,25 "
Velocidad	15,75 nudos
Volumen de bodegas y entrepuentes no refrigerados (en granos)	4.270 m ³
Dotación	32 hombres

Destinado al transporte de carga general, carga refrigerada, vino a granel y animales vivos, lleva:

4 cámaras refrigeradas situadas en el entrepuente bajo la ciudadela, de un volumen total neto de 280 m³ aproximadamente en grano.

6 cubas para vino independientes del casco, dispuestas en un compartimento especial a popa de la bodega número 2, con una capacidad total de 1.200 Hl., y 6 tanques para carga líquida a ambas bandas del túnel, de una capacidad de 1.000 Hl.

La arboladura está formada por dos palos bípodos, dos plumas de 5 t. para la escotilla núm. 1 y cuatro plumas de 10 t. para las escotillas 2 y 3, servidas por seis chigres de 5/3 t.

Pesquero "Automme", de 48 m.

Por los Anciens Chantiers Dubigeon ha sido entregado este buque a la Compañía Armament Mallet, de Dieppe.

Es idéntico al "Printemps", que reseñamos en el número de noviembre de 1958, pág. 541, de esta Revista.

Atunero "Casamance", de 42,20 m.

Por los Ateliers et Chantiers de la Manche ha sido entregado este atunero a la Compañía Armement Dhellemes, de Concarneau.

Es el primero previsto en Europa para la pesca al palangre.

Sus principales características son:

Eslora total	47,08 m.
Eslora pp.	42,20 "
Manga fuera de miembros	7,40 "
Puntal	3,90 "
Desplazamiento total	650/750 t.
Potencia propulsora a 1.250 r. p. m. ...	700 CV.
Velocidad	10,5 nudos
Capacidad de las bodegas refrigeradas a —18°	360 m ³
Combustible	127 t.
Agua dulce	42 "

Está propulsado por dos motores Poyaud, tipo A-1215-M, acoplados a un eje a través de un inversor-reductor Messian.

Lleva tres alternadores a 225 V., 50 períodos, accionados por motores diesel, que totalizan 380 CV.

Remolcador "Hardi" de 2.100 CV.

Para la "Société de Remolquage et de Sauvetage du Nord" ha sido entregado este buque por los "Ateliers et Chantiers Ziegler Frères", de Dunkerke.

Sus principales características son:

Eslora total	38,70 m.
Id. entre perpendiculares	35,00 "
Manga fuera de miembros	9,40 "
Puntal en la maestra	4,40 "
Calado medio	3,65 "
Desplazamiento en carga	700 t.
Velocidad en ruta libre en pruebas	13,6 nudos
Velocidad de servicio	13 "
Tracción a punto fijo en pruebas (26 t. especificadas)	30 t.

El equipo propulsor está formado por dos motores "Werkspoor TMA 338", de 860 CV. cada uno, acoplados a una sola línea de ejes a través de un inversor reductor doble Messian que tiene dos velocidades en marcha adelante y una en marcha atrás. Tiene tres grupos diesel dinamos, dos de 53 kw. y uno de 15 kw. a 110 V. Una bomba de salvamento de 300 m³/h. y una bomba contraincendios de 100 m³/h. con un monitor orientable.

La dotación se compone de 20 hombres, ocho de ellos oficiales o asimilados.

Las principales auxiliares del casco son: un molinete eléctrico de 10 CV., un cabrestante eléctrico de 20 CV., y un aparato de gobierno electro-hidráulico.

LA COSTRUCCION NAVAL MERCANTE FRANCESA EN 1959

A continuación se indica un resumen de las actividades de los astilleros franceses en el último año.

Las cifras de los tonelajes de arqueo empezados a construir, botaduras y entregas y su comparación con los valores similares del año 1958, son las siguientes:

	1959 TRB.	1958 TRB.	Diferencias TRB.
Colocación en gradas.	395.136	563.728	—168.592
Botaduras	409.927	434.427	— 24.500
Entregas	436.292	429.010	+ 7.282

En las cifras anteriores se observa la importancia de la depresión sufrida en 1959, similarmente a lo ocurrido en la mayoría de los astilleros del mundo.

El 1.º de octubre de 1959 estaban construyendo los astilleros franceses 107 buques con un arqueo bruto de 1.524.000 TR. Después de dicha fecha han recibido el encargo de 20 nuevos buques que totalizan 140.000 TR.

Un solo buque de pasaje ha sido entregado, el "Napoleón", para la línea de Córcega, y están en construcción otros tres: el "France", de 55.000 TR. y 32 nudos; uno para Israel de 8.000 TR., y un ferry-car para Grecia.

La clasificación de los buques botados y entregados y su equipo propulsor es la siguiente:

CLASE	Botaduras		Entregas	
	Turbinas	Diesel	Turbinas	Diesel
Buques de pasaje ...	0	1	0	1
Petroleros	5	5	7	5
Mineraleros	0	5	0	6
Plataneros	0	3	0	0
Cargueros	0	18	0	18
TOTALES	5	32	7	30

BOTADURA DEL "PEARL SEA"

Los Astilleros Kockums, de Malmö (Suecia), botaron el 15 de febrero pasado el frutero "Pearl Sea", de 5.900 t. de p. m.

Es un buque frigorífico rápido, con el puente y la maquinaria en el centro, dos cubiertas continuas y cuatro escotillas en la cubierta superior.

La capacidad de carga es de 260.000 pies cúbicos en balas y está subdividido en 14 departamentos que forman ocho compartimientos aislados que pueden ser enfriados hasta —20° C., bajo condiciones tropicales. El

sistema de ventilación permite llevar simultáneamente ocho tipos de carga con temperaturas diferentes.

El buque, construido para la más alta clasificación del Lloyd's, va todo soldado y reforzado para la navegación entre hielos.

Las principales características son:

Eslora total	133,50 m.
Eslora entre pp.	123,58 "
Manga	17,68 "
Puntal a la cubierta superior	10,97 "
Calado	7,65 "
Capacidad de carga	260.000 pies ³
Combustible	1.650 t.
Lastre	1.550 "
TRB.	6.200 "
TRN.	3.500 "

La maquinaria propulsora es un motor diesel MAN-Kockums de simple efecto, dos tiempos, ocho cilindros y sobrealimentado, que desarrolla 6.960 BHP. a 125 revoluciones por minuto.

La velocidad de contrato es de 18,25 nudos con plena carga de fruta (6,3 m. de calado).

La instalación refrigeradora comprende cuatro compresores de freón con una capacidad de unas 680.000 Kcal/h. a -15° C.

La energía es suministrada por cuatro diesel alternadores de 375 Kva., 440 v. y 60 ciclos. Toda la tripulación va acomodada en el centro del buque, llevando aire acondicionado de alta presión, con reguladores individuales de temperatura en cada local.

PINTURA DE IMPRIMACION QUE NEUTRALIZA EL OXIDO

Una empresa británica ha perfeccionado una pintura de imprimación que además de proteger contra la oxidación neutraliza herrumbre de hasta 0,025 mm. de

espesor. Esta neutralización se obtiene gracias al ácido fosfórico, contenido en la pintura, que convierte la herrumbre en fosfato de hierro. Aunque está destinada a servir de pintura de primera mano solamente, una capa dará protección durante varios meses; pero debido a lo tenue de la película, la máxima protección sólo se conseguirá cuando el espesor total de la película tenga el mínimo recomendado de 0,125 mm. Sobre esta capa se puede emplear cualquier pintura sintética o de aceite. Tiene además la ventaja de secarse en menos de una hora y de adherirse fuertemente aun cuando haya agua.

XXXIII CONGRESO DE LA ASOCIACION TECNICA DE FUNDICION FRANCESA

Durante los días 26, 27 y 28 de junio próximo tendrá lugar en Burdeos el Congreso de la Asociación Técnica de Fundición Francesa, correspondiente al presente año.

Los temas de las comunicaciones que se presentarán en las sesiones técnicas son las siguientes:

Estudio de la reducción del consumo de gas carbónico en la técnica de aglomeración de las arenas de silicato de sosa; Métodos sobre análisis de las contracciones con aplicación al reforzado y al dibujo de las piezas de fundición; La precisión de moldeo con útiles normales por empleo de nuevas resinas sintéticas; Cómo mejorar la seguridad del trabajo; Incorporación de diversos elementos y en particular del carbono a un baño metálico; Estudio metalúrgico de las piezas delgadas de fundición, especialmente de las destinadas al esmaltado; Fundiciones aleadas de grafito esperoidal; Estudio de la refrigeración de la fundición líquida; Interés práctico de la gran capacidad de amortiguamiento de la fundición; Tamaño del grano austenítico del acero moldeado; La fabricación de la fundición maleable en la fábrica Renault, e Influencia de la introducción de filtros en los dispositivos de colada en las piezas de aleación de magnesio.

INFORMACION NACIONAL

BOTADURA DEL BUQUE FRUTERO "EL BAZTAN"

Sin la menor solemnidad y como un sencillo acto de trabajo, fue botado el día 13 de abril en la factoría de La Carraca de la Empresa Nacional "Bazán" un nuevo buque frutero denominado "El Baztán", gemelo de los entregados anteriormente por dicha factoría y conocidos con los nombres de "Miguel M. de Pinillos", "El Salazar" y "El Priorato".

El buque fué bendecido por el párroco del Departamento, e inmediatamente después de la bendición se soltaron las retenidas, deslizándose el buque majestuosamente hacia el agua.

Presenciaron esta faena de trabajo el Comandante Militar de Marina de Cádiz, don Adolfo Baturone; el Ingeniero Naval Inspector de la Empresa Nacional "Elcano", don Rosendo Chorro; el Ingeniero Naval Inspector de la Comandancia de Marina, don Antonio Mas;

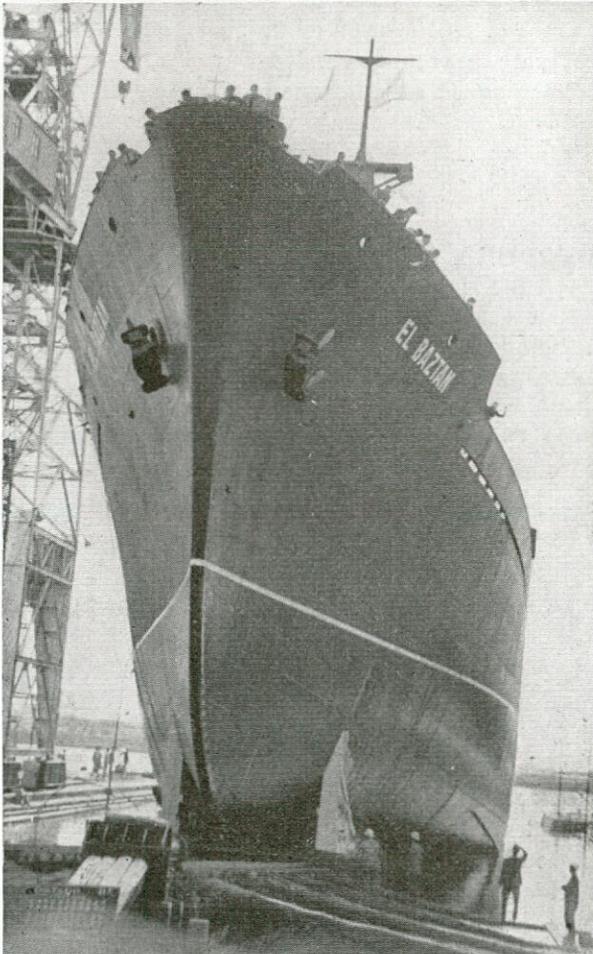
el Director de la factoría, don José Ramón Barcón, y algunos Ingenieros de la misma.

El buque, de un desplazamiento de 5.534 toneladas, irá propulsado por un motor Sulzer de 3.500 BHP., construido en España, y estará equipado con instalación de aire acondicionado para los entrepuentes y bodegas, donde llevará la carga de fruta.

PRUEBAS OFICIALES DEL "DOCAMPO"

El día 19 de abril efectuó las pruebas oficiales, en lastre, el buque del epígrafe, construido en la factoría de Hijos de J. Barreras y para don José Docampo Prada, de La Coruña.

Las características de este buque son las mismas que las del "Antonio Lorenzo", ya reseñadas en el número de esta Revista de febrero pasado (pág. 85).



PRUEBAS DEL "MAR DE LOS SARGAZOS" Y DEL "MAR DE AFRICA"

Con fecha 25 del pasado mes de marzo se efectuaron las pruebas oficiales del buque "Mar de los Sargazos", del tipo "Superstandard 35 Barreras", construido en la factoría Hijos de J. Barreras, S. A., para la firma Javier Sensat Curbera, de Vigo.

Este buque es el primero de una serie de ocho. La velocidad alcanzada fue de 11,51 nudos en situación de lastre. El día 29 de dicho mes fue probado el mismo barco en la condición de plena carga, alcanzándose una velocidad de 10,58 nudos.

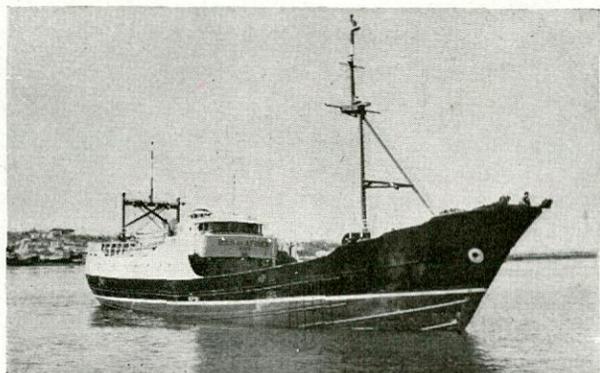
Sus formas son tipo Maier, con proa lanzada y popa de crucero, llevando el guardacalor cerrado a ambas bandas y en el cual se han previsto cómodos alojamientos para 21 personas.

Esta equipado para la pesca en pareja, llevando un palo trípode a proa y posteleros a popa. El motor principal es Maquinista-Burmeister-Wain, tipo M-829-SRN, de 750 CVe. sobrealimentado, girando a 375 r. p. m.

Como accionamiento de la maquinilla lleva un grupo Ward-Leonard, compuesto de motor Diesel, generador, excitatriz y accionando también un compresor para llenado de las botellas de aire.

Como grupo auxiliar lleva un motor de 20 CV. que acciona una dínamo, compresor y bomba de achique. Asimismo lleva instaladas electrobombas para los servicios de aceite y combustible y una depuradora.

El eje de cola acciona una dínamo de 14 kw. que cubre los servicios eléctricos en ruta.



El servomotor es de accionamiento mano-hidráulico de marca Barreras-Jaffa.

El buque va dotado de radiotelefonía, sonda y radiogoniómetro y cumple los reglamentos vigentes actualmente en España para la Seguridad de la Vida Humana en la Mar.

Asimismo, con fecha 7 de abril, efectuó sus pruebas oficiales en lastre el "Mar de Africa" (segundo de la serie), obteniendo una velocidad de 11,56 nudos.

WEIR ESPAÑOLA, S. A.

El pasado día 1 de abril se constituyó la Sociedad Weir Española, S. A., cuyo capital pertenece a las Sociedades G. & J. Weir Limited, de Glasgow, Fedisa (Ingenieros Navales), S. A., y Sener, S. A.

El objeto de la Sociedad es la representación de G. & J. Weir Limited en España y la fabricación bajo licencia, en determinados casos, de algunos de los productos fabricados por dicha casa.

ENTREGA DEL "VENTURO"

En el mes de abril ha sido entregado por los astilleros de Duro-Felguera en Gijón, a la Auxiliar de Transportes Marítimos, S. A., de Madrid, la motonave "Venturo", de 3.500 t. de p. m.



Las características principales de dicho buque son las siguientes:

Eslora máxima	92,348 m.
Eslora entre pp.	84,132 "
Manga	13,10 "
Puntal de construcción	7,63 "
Calado medio en plena carga	3,360 "
Desplazamiento	5,200 t.
Peso muerto	3,500 "
Arqueo bruto	2,500 "

El buque va clasificado con la más alta clasificación del Lloyd's Register of Shipping.

Va propulsado por un motor Burmeister & Wain, tipo 745-VF-75, de 1.960 BHP. a 240 r. p. m., construido por la Sociedad Española de Construcciones Babcock & Wilcox, en su factoría de Galindo (Bilbao).

Las pruebas de la milla medida fueron hechas satisfactoriamente, habiendo alcanzado una velocidad de 14,3 nudos.

El buque ha realizado su primer viaje para cargar mineral en Santander con destino a Gijón, yendo a continuación a tomar un cargamento completo en Bayona (Francia) con destino a Casablanca.

La Auxiliar de Transportes Marítimos, S. A., piensa dedicar este buque al transporte de fosfatos desde los puertos de Africa francesa a Cartagena.

En los astilleros de Duro-Felguera se ha dado comienzo a la construcción de un buque gemelo al "Venturo" para la propia Sociedad Duro-Felguera.

Estos buques, al igual que su gemelo "Mosquitera", son los de mayor tonelaje y más rapidez construidos hasta el presente en astilleros asturianos.

BOTADURA DE "EL CALEYO"

En los astilleros de la Duro-Felguera en Gijón ha sido botado el 1 de abril la motonave "El Caleyó", para la Auxiliar de Transportes Marítimos, S. A.

Bendijo el buque el Excmo. Sr. Arzobispo de Oviedo, Dr. D. Segundo de Arriba y Castro, y fue madrina la Excmo. Sra. Marquesa de Santa Bárbara de Lugones.

Las características del nuevo buque son las siguientes:

Eslora total	92,348 m.
Manga fuera de miembros	13,100 "
Manga fuera de forros	13,148 "
Puntal	7,630 "
Tonelaje registro bruto	2.516,98 t.
Idem íd. neto	1.302,72 "
Capacidad de bodegas en grano	4.082 m ³
Idem íd. balas	3.764 "
Autonomía	6.500 millas
Velocidad	12 nudos
Motor pral. Burmeister & Wain de	1.960 BHP.
Clasificación	Lloyd's Register

INCREMENTO DE LA FLOTA DE LA COMPAÑIA NAVIERA VASCONGADA

Con motivo de la Junta general de la Compañía Naviera Vascongada, el Presidente de su Consejo de Administración, don Alejandro Zubizarreta, pronunció un discurso del que entresacamos los siguientes párrafos:

“Lo que resulta incuestionable es que si se quiere afrontar las contingencias que el negocio naviero viene presentando cada día más señaladamente, la Marina Mercante española ha de renovarse rápida y eficientemente.

Por lo que en la Memoria aprobada se refleja, habéis visto que la nueva motonave “Alejandro Zubizarreta” fue puesta a nuestro servicio y en explotación antes de iniciarse el último trimestre del año último, siendo sus rendimientos, dentro de ese año, muy estimables, atendidas las circunstancias del mercado de fletes. Este buque lo hemos fletado en un ventajoso —así lo juzgo— “time Charter”, por un período de nueve meses, prorrogable a doce, al precio de 32.000 dólares mensuales.

Os supongo enterados de la reciente botadura del “Valentina Frías”, en estado constructivo muy avanzado, por lo que confío que muy pronto, quizá de aquí a fin de abril o primeros de mayo, nos sea entregado, incorporándolo a nuestra flota, teniéndolo ya concertado su fletamento, también en “time Charter”, al precio de 34.000 dólares mensuales.

Animado por esto y alentado por mis compañeros de Consejo, nos hemos decidido por llevar a cabo la construcción de otro buque nuevo más, de unos 13.000 toneladas de peso muerto, acogiéndonos, claro es, al Crédito Naval, y así lo hemos contratado a primeros del año actual con la Compañía Euskalduna de Construcción y Reparación de Buques, en precio y condiciones muy beneficiosos, sobre todo considerando el tiempo estipulado para su entrega, la que, si lo prometido se cumple, será efectuada a fin del año en curso, o todo lo más a primeros del próximo.

Con ello serán tres los buques nuevos con que contará nuestra Compañía, modernos, capaces y eficientes por un tonelaje total de 37.000 t. de p. m., que sumadas a las de los buques de que disponemos, hará elevar el tonelaje de nuestra flota a algo más de las 65.000 toneladas, cifra nunca alcanzada desde que la Compañía fue fundada.

NORMAS UNE

En el número de marzo-abril de la revista del I. N. de Racionalización se publican las siguientes normas UNE aprobadas con carácter definitivo:

- 18085. Cadenas de mallas juntas. Especificaciones.
- 20034. Corriente eléctrica y tensión eléctrica. Denominación de los tipos más importantes.
- 25130. Placa de timbre de calderas y de indicación, de nivel mínimo.
- 30073. Reactivos para análisis. Aluminio. Al. A 26,97.
- 30125. Reactivos para análisis. Peróxido de hidrógeno. H₂ O₂ M 34,02.

Asimismo se publican las siguientes propuestas de Normas:

- Propuesta UNE núm. 4003 h1. 1.ª Revisión.—Números normales. Serie de números normales.
- Propuesta UNE núm. 17005. 1.ª Revisión.—Rosca métrica de perfil triangular ISO. Medidas básicas.
- Propuesta UNE núm. 17013 h1.—Rosca métrica. Serie de paso grueso. Serie A. Medidas para los diámetros de 1 a 68 mm.
- Propuesta UNE núm. 17013 h2.—Rosca métrica. Serie de paso fino. Serie B. Medidas para los diámetros de 2 a 100 mm.
- Propuesta UNE núm. 17013 h3.—Rosca métrica. Serie de paso fino. Serie C. Medida para los diámetros de 10 a 100 mm.
- Propuesta UNE núm. 17013 h4.—Rosca métrica. Serie de paso fino. Serie D. Medidas para los diámetros de 12 a 150 mm.
- Propuesta UNE núm. 17013 h5.—Rosca métrica. Serie de paso fino. Serie E. Medidas para los diámetros de 36 a 80 cm.
- Propuesta UNE núm. 18.030. 1.ª Revisión.—Soportes para rodamientos, con agujero cónico.
- Propuesta UNE núm. 18.089.—Rodamientos de bolas de contacto radial. Juego radial interno.
- Propuesta UNE núm. 25.008.—Puerta del hogar.
- Propuesta UNE núm. 25.137.—Cilindros de freno de vacío de 21”.
- Propuesta UNE núm. 48.098.—Peso específico de las pinturas, barnices y esmaltes.
- Propuesta UNE núm. 48.107.—Hidrocarburos en los diluyentes de esmaltes y barnices nitrocelulósicos.

INFORMACION LEGISLATIVA

JEFATURA DEL ESTADO

INSTRUMENTO de ratificación del Convenio sobre Adquisición de Barcos entre España y Paraguay.

(B. O. del Estado de 18 de abril de 1960, página 5.024, número 93.)

MINISTERIO DE EDUCACION NACIONAL

RESOLUCION de la Dirección General de Enseñanzas Técnicas por la que se hace pública la lista de admitidos definitivamente al concurso-oposición para la provisión en propiedad de la plaza de Catedrático numerario de "Motores de Combustión Interna" de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.

Terminado el plazo fijado por Orden de 23 de enero último (B. O. del Estado del 6 de febrero siguiente) para la admisión de solicitudes al concurso-oposición para la provisión en propiedad de la plaza de Catedrático numerario de "Motores de Combustión Interna", vacante en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.

Esta Dirección General ha dispuesto se publique la lista de los aspirantes admitidos definitivamente al mismo:

Don Vicente Moreno Arenas.

Lo digo a V. S. para su conocimiento y efectos.

Dios guarde a V. S. muchos años.

Madrid, 17 de marzo de 1960.—El Director general, G. Millán.

Sr. Jefe de la Sección de Escuelas Técnicas.

(B. O. del Estado de 7 de abril de 1960, página 4.517, número 84.)

SUBSECRETARIA

Anunciando subasta de las obras del Canal de Experiencias de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de Madrid.

(B. O. del Estado de 14 de abril de 1960, página 4.919, número 90.)

ORDEN de 7 de abril de 1960 por la que se conceden a las Escuelas Técnicas que se citan subvenciones para atender enseñanzas profesionales.

RESOLUCION de la Dirección General de Enseñanzas Técnicas por la que se aprueban obras del Canal de

Experiencias Hidrodinámicas en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de Madrid.

(B. O. del Estado de 19 de abril de 1960, página 5.104, número 94.)

ANUNCIO del Tribunal de oposiciones a la plaza de Catedrático numerario de "Física", vacante en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, por el que se convoca a los señores opositores.

(B. O. del Estado de 22 de abril de 1960, página 5.280, número 97.)

MINISTERIO DE INDUSTRIA

RESOLUCION de la Secretaría General Técnica por la que se deroga la de fecha 16 de febrero de 1957 que fijaba precios de venta para los manufacturados de cobre, latón y bronce.

(B. O. del Estado de 8 de abril de 1960, página 4.558, número 85.)

DIRECCION GENERAL DE INDUSTRIAS NAVALES

Anunciando expediente, instruído para la instalación de un astillero para buques de madera.

(B. O. del Estado de 9 de abril de 1960, página 4.664, número 86.)

MINISTERIO DE COMERCIO

ORDEN de 31 de marzo de 1960 por la que se autoriza el abanderamiento en España del buque de bandera inglesa nombrado "John Mac Leod" con el nombre de "Oasis".

(B. O. del Estado de 9 de abril de 1960, página 4.621, número 86.)

ORDEN de 20 de abril de 1960 por la que se autoriza el abanderamiento en España y su inscripción en la Primera Lista de Las Palmas de una barcaza de desembarco tipo L. C. T.

ORDEN de 20 de abril de 1960 por la que se autoriza el abanderamiento en España y su inscripción en la Primera Lista de Santa Cruz de Tenerife de una barcaza de desembarco tipo L. C. T.

(B. O. del Estado de 29 de abril de 1960, página 5.675, número 103.)

BIBLIOGRAFIA

CONSTRUCTION DU NAVIRE DE COMMERCE

Por EMMANUEL CHICOT, Editions Maritimes et Coloniales. París, 1960.

Se trata de un volumen de 15×24 cm., editado en cartón, con 424 páginas, 200 figuras y 6 fotografías de barcos.

El autor, de la Compagnie Générale Transatlantique, ha escrito este libro con destino a los alumnos de las Escuelas de Náutica, aunque haciéndolo algo más extenso de lo que se exige en Francia en tales escuelas, para que pueda servir de referencia a otras personas interesadas en la materia.

El tema es lo que tradicionalmente se ha venido denominando "Construcción Naval" y puede servir de introducción a la misma, como puede observarse por la extensión de cada una de las partes en que se divide el libro, que se exponen a continuación.

I. Generalidades.

Después de una descripción acompañada de las definiciones principales relacionadas con los buques mercantes y sus tipos, dedica unos capítulos al arqueo y a la seguridad y habitabilidad del buque mercante (francobordo, seguridad de la vida humana en la mar, instalaciones eléctricas, higiene y protección del personal, etcétera). A continuación y después de exponer los principios de la Resistencia de materiales, se trata sucintamente de la Resistencia estructural. Esta parte se extiende a 162 páginas.

II. Construcción.

1. Materiales.—En las 40 páginas dedicadas a esta parte se trata principalmente de los materiales del casco y medios de unión.

2. Diferentes partes del buque.—Está dividida esta parte en los epígrafes utilizados en Francia para el reparto de pesos: casco metálico, pintura y revestimientos, equipo y máquinas auxiliares del casco, habilitación, servicios de tuberías, ventilación, refrigeración y calefacción, instalación eléctrica. Esta parte, esencialmente descriptiva, se extiende a 180 páginas y está provista de abundantes (124) figuras, sencillas pero claras.

III. Nacimiento y vida del buque.

Las etapas de la construcción.—Desde el proyecto hasta las pruebas de mar, pasando por gradas, lanza-

miento, etc., son el objeto del primer capítulo de esta parte, que se extiende a 18 páginas. El segundo y último capítulo tiene sólo ocho páginas y está dedicado a algunas cuestiones relacionadas con la vida del buque en servicio (reparto de la carga y del lastre, inspecciones, entretenimiento).

Aparte de su utilidad intrínseca innegable —p. ej., para los alumnos de primer año de la Escuela—, tiene para el público español la utilidad de un diccionario naval técnico de las palabras francesas más usuales en este terreno.

Bien editado, se vende al precio de 32 NF.

DICCIONARIO HIERRO Y ACERO, ALEMAN-ESPAÑOL (y E.-A.)

Publicado por Verein D. Eisenhüttenleute en colaboración con el Instituto del Hierro y del Acero.—Verlag Stahleisen MBH, Düsseldorf, 1960.

De pequeño formado (A6, o sea $10,5 \times 13,5$) y por consiguiente apto para llevarlo en el bolsillo, ofrece la particularidad, que no siempre se encuentra, de haber sido realizado por personas que sabían lo que traducían, y al ser especialistas en la materia han podido incluir las palabras realmente apropiadas. Bien editado y con cubiertas flexibles, comprende, a pesar de su pequeño tamaño, más de 7.000 términos.

Su precio es de 12,50 DM.

THE DESIGN OF MERCHANT SHIPS

Jr. J. C. Arkenbout Schokker, Jr. E. M. Neuerburg, Prof. E. J. Vossnack (†), Jr. B. Burghrael.—N. V. De Techn. Vitg. H. Stam., Haarlem (Holanda), 1959. 2.ª edición.

Perteneciente a la serie "Ships and Marine Engines", editada por el Dr. Van Lammeren, la segunda edición de este libro tiene el mismo formato y presentación que tenía la primera y tienen los demás tomos de la serie.

La nueva edición ha sido corregida (capítulos I, III y V) y aumentada, a partir de la sección H del capítulo V; escrita esta última parte por el último autor citado, que ha venido así a agregarse a la lista de autores de este libro.

Su contenido y extensión puede resumirse como a continuación se indica:

Cap. I.—Dimensiones principales, Potencia, Disposi-

ción (118 páginas, distribuidas como se indica a continuación):

- A, B. Buques de carga y de cargas especiales (72 páginas).
- C, D. Buques de pasaje (27 págs.).
- E. Cálculo de pesos (10 págs.).
- F. Estudio económico y bibliografía (8 págs.).
- Cap. II.—Francobordo (112 págs.).
- Cap. III.—Arqueo (63 págs.).
- Cap. IV.—Vibraciones del buque (33 págs.).
- Cap. V.—Resistencia estructural del casco (257 páginas, distribuidas como se indica a continuación):
 - A. Resistencia longitudinal (62 págs.).
 - B, C. Resistencia transversal y torsional (13 págs.).
 - D. Resistencia de algunos elementos de importancia (forros sometidos a presión hidrostática, esloras, mamparos estancos (20 págs.).
 - E. Esfuerzo combinado (5 págs.).
 - F. Estructura longitudinal (5 págs.).
 - G. Apéndice (varios) (10 págs.).
 - H. Placas rectangulares sometidas a cargas de flexión (34 págs.).
 - K. Pandeo de placas (54 págs.).
 - J. Placas sometidas a compresión en su plano central, combinada con cargas laterales uniformemente repartidas (10 págs.).
 - M. Mamparos "corrugados" (8 págs.).
 - N. Apéndice (varios sobre Teoría, Resistencia, Materiales) (26 págs.).
 - O. Acción mutua entre cubierta y superestructuras (12 págs.).

Puede observarse que, de acuerdo con la distribución que en nuestra Escuela se ha venido haciendo de estas materias, el título del libro no corresponde más que al contenido del capítulo I, correspondiendo los demás al concepto general de "Construcción Naval", que en su parte de Resistencia estructural constituye la parte principal de esta obra. En su conjunto comprende 600 páginas, 520 figuras y 139 tablas. Aunque ya es conocido por gran parte de nuestros lectores, puede recomendarse como un buen libro de consulta, por la cantidad de información que en él se incluye y el nivel adecuado para cualquier Ingeniero Naval, aunque no esté especializado.

ANSALDO NAVY

En uno magnífico tomo de 322 páginas, la Sociedad Ansaldo nos da una reseña sintética de lo que ha hecho y continúa haciendo en el campo de la construcción naval.

Con sus tres astilleros y otras tantas factorías de construcciones mecánicas, da trabajo a cerca de 18.000 personas y tiene una producción de unos 130 millones de dólares, absorbida en un 60 por 100 por el mercado nacional y en el 40 por 100 por la exportación.

El tomo, esencialmente gráfico, está lujosamente presentado y contiene, principalmente, multitud de excelentes fotografías en negro y color de los buques de guerra y mercantes construídos o en construcción por la citada Sociedad.