INGENIERIA NAVAL

REVISTA TÉCNICA DE LA ASOCIACIÓN DE INGENIEROS NAVALES

Director: ÁUREO FERNÁNDEZ ÁVILA, Ingeniero Naval

REDACCIÓN Y ADMINISTRACIÓN: MAYOR, 4-6
APARTADO DE CORREOS 56

AÑO III NÚM. 17
CARTAGENA 1.º ENERO 1931

TALLERES TIPOGRÁFICOS LA TIERRA
PRÍNCIPE DE VERGARA, NÚM. 2

Precios de suscripción (año): España y América 30 ptas. Demás paises 40 ptas. - Número suelto 3 ptas. en España y América y 4 ptas. en los demás paises - Notas: No se devuelven los originales - Los autores son directamente responsables de sus trabajos-Se permite la reproducción en Revistas, del texto y grabados indicando la procedencia

Sumario

Páginas

Algunas consideraciones sobre la falta de éxito en las botaduras o lanzamientos de buques, por *Carlos Godino* 2

Dique flotante de 2.000 toneladas de la Base Naval de Mahón, por *Cayetano Viñeque* . . . 9

Tanteo de un remolcador, por *Manuel G. de Aledo* . 21

El análisis de la estructura de los materiales por medio de los Rayos X, por *Ambrosio Espinosa* . 35

NOTAS BIBLIOGRÁFICAS

BUQUES DE GUERRA:

El Consejo Superior de la Marina Francesa decide la construcción de tres acorazados de 23.333 toneladas 46

A propósito de la construcción de una flota de buques de línea 46

Consideraciones sobre la protección horizontal de los grandes buques . , ... 47

RESISTENCIA Y PROPULSIÓN:

Fractura por «fatiga» de aceros fundidos y forjados. 53

INFORMACIÓN PROFESIONAL:

Marina mercante 55

Personal 55

Venta de buques 56

Algunas consideraciones sobre la falta de éxito en las botaduras o lanzamientos de buques

por Carlos Godino Ingeniero Naval

La noticia publicada hace poco tiempo del accidente ocurrido en el lanzamiento del conductor de flotilla francés *Vautour*, me ha inducido, recogiendo las indicaciones de algunos compañeros, a publicar una nota acerca de esta importante cuestión, refiriendo de una manera sucinta algunos casos de lanzamientos poco afortunados que he podido recopilar y por los que podrá apreciarse el gran número de ocasiones en las que han sucedido accidentes inevitables casi siempre, y que podrán presentarse a cualquier Ingeniero Naval Español, como a los extranjeros, aunque es de desear que así no ocurra.

Es de gran importancia la elección conveniente de la presión media de las anguilas y la pendiente del camino de lanzamiento, de la que depende, a veces, el éxito de la botadura, operación que significa siempre un riesgo y que se verifica en muchas ocasiones con dificultades debidas a causas importantes y no imputables al personal técnico encargado del lanzamiento, como lo demuestra el gran número de estas operaciones citadas antes, en las que ha habido accidentes y se ha producido la detención del buque.

Como ejemplo, pueden citarse en Francia los casos de los buques franceses *Annamite*, en 1876, en Cherburgo, *Campagne* en 1885, y *Bretagne* en el mismo año en Saint Nazaire, *Pothuau* en 1895 en El Havre, *Charles-Roux* en 1907, en Saint Nazaire, todos sobre corredera única y más tarde el acorazado *Danton* botado en el Arsenal de Brest el 4 de Julio de 1909, después de un intento infructuoso el 22 de Mayo en el que el barco quedó parado después de un recorrido de 47 metros. El segundo lanzamiento se hizo sobre tres correderas para disminuir la presión unitaria.

En España tenemos el caso del llamado entonces acorazado *Princesa de Asturias*, en 1895, que se detuvo después de unos metros de

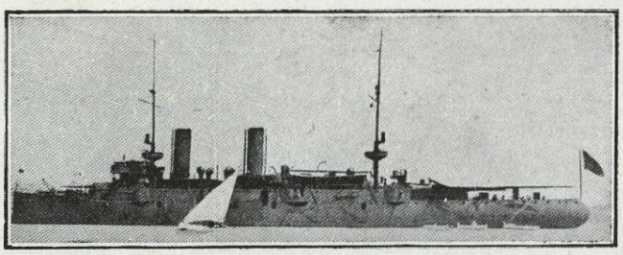


Fig. 1

Crucero «Princesa de Asturias», construído en el Arsenal de la Carraca, y que se detuvo en el lanzamiento después de unos metros de recorrido por haber cedido el terreno

recorrido, por haber cedido el terreno, que como se sabe es muy defectuoso en La Carraca, San Fernando (Cádiz).

En el procedimiento de lanzamiento sobre corredera doble, ha habido un gran número de accidentes y nos limitaremos a citar los más importantes, independientemente de algunos casos de resistencia al arranque y que obligaron a emplear gatos o prensas hidráulicos.

En la Gran Bretaña pueden mencionarse los lanzamientos del *Orcoma* trasatlántico de la «Royal Mail Line» y un submarino en los Astilleros Beardmore en el Clyde, Glasgow y de buques de guerra en el mismo Astillero, el caso del *Ramillies*, acorazado de 29.150 toneladas inglesas de desplazamiento y cuya construcción había sido modificada por la adición de *bulges* y otros detalles; el accidente, ocurrido en 1916, fué debido en parte a defecto de calidad del sebo y en parte a que el terreno cedió, dando lugar a que el timón se saliese de su sitio, se rompiese el codaste y se abollase el fondo, formando una superficie ondulada.

Como circunstancia curiosa merece citarse que el acorazado anterior y del mismo nombre *Ramillies,* botado hace unos 35 años en el Astillero de Messrs. J. & G. Thomson, Clydebank, ahora Messrs. John Brown & C.°, inmediato al

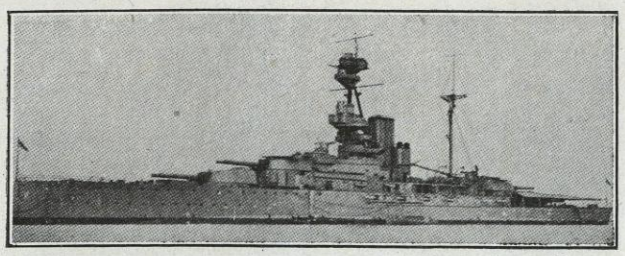


Fig. 2

Acorazado británico «Ramillies», construído por la casa «Beardmore» y cuyo lanzamiento tuvo lugar con dificultades

de Beardmore que acabamos de citar, tuvo lugar en circunstancias que hicieron temer un accidente de gran importancia. Se habían tomado toda clase de precauciones, pero se utilizó por vez primera un lubricante especial patentado, colocado encima del sebo de la imada, el cual se endureció y formó una masa que impidió que el barco iniciase el movimiento en la forma prevista. En el primer momento se creyó que el barco estaba quieto, pues el movimiento del mismo era prácticamente imperceptible. Al cargar el peso del buque sobre las anguilas, se abrieron en la forma normal los topes de las piezas componentes y por estas aberturas se inyectó aceite. Se continuó la inyección durante media hora, al cabo de la cual se decidió, en vista de que no

Fig. 3

El crucero británico «Despatch», construído en Fairfield, botado después de un intento infructuoso

se aceleraba el movimiento, detener el buque empleando grampas de hierro, llamadas a veces *gatos*, pero a pesar de su gran número, algunos cientos de ellas, seguía el movimiento, por lo que se decidió colocar una llave d retenida entre la pieza de tope de la llave de proa (el barco tenía dos llaves por banda) y el tope de popa de la imada, lo cual se ejecutó satisfactoriamente, pero como el movimiento continuaba y se temía que la anguila se partiese por la unión del primer trozo con el segundo, se decidió quitar de

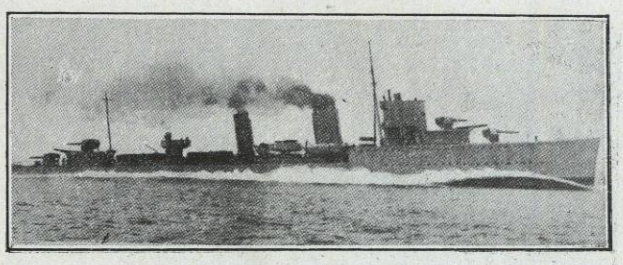


Fig. 4

El moderno conductor de flotilla británico «Amazon» construído por la casa «Thornycroft» y en cuya botadura se presentaron dificultades

nuevo la llave, operación que costó a un carpintero la fractura de ambas piernas. La condición entonces se hizo crítica, porque dado que no se podía detener el barco y que su movimiento era muy lento era de esperar que el buque, al pasar su centro de gravedad por el extremo de la imada, se encontraría con el agua en baja mar, por lo que el movimiento de arfada daría lugar a una catástrofe. En su consecuencia se procedió a levantar de nuevo las almohadas laterales algo más a popa de la posición inicial para que sirvieran de apoyo al casco del buque y frenasen su movimiento, pero cuando estaban casi listas hubo que deshacerlas rápidamente porque el barco adquiría velocidad, terminando el lanzamiento satisfactoriamente, debiéndose la solu-

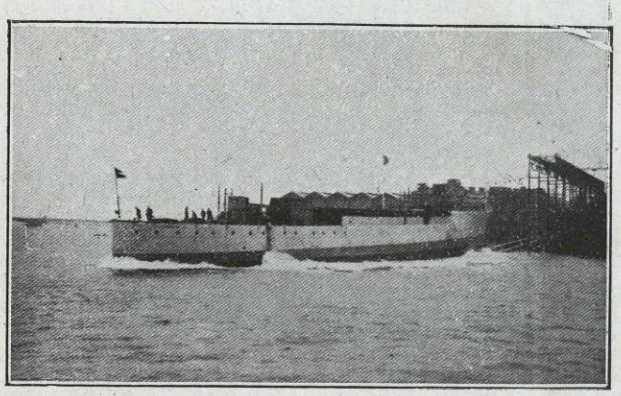


Fig. 5

Crucero británico «Dartmouth» construído por la casa «Vickers» en Barrow in Furness.—Fotografía que muestra la cuna de estribor con los santos de proa en condiciones normales

ción, al parecer, a que el aceite inyectado reblan-

deció la capa de lubricante situado entre las dos de sebo.

En los Astilleros «London & Glasgow Engineering and Shipbuilding C.º Ltd». (ahora «Harland & Wolf, Glasgow») el crucero inglés

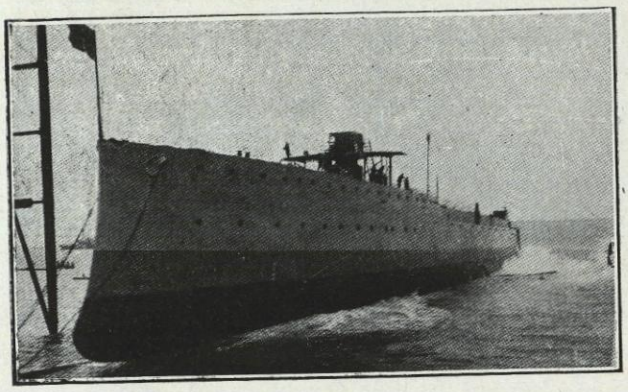


Fig. 6

Crucero britanico «Darmouth».—Vista del costado de babor casi simultánea de la anterior y por la que puede verse que faltaban los santos de proa

Dido estuvo detenido en las gradas más de una semana. En la misma factoría se botó el vapor *Lai Sang* de 364' de eslora total por 44' de manga y 28'-6" de puntal. Pero como el barco no se movió al quedar libre ni por la presión de las prensas hidráulicas, se fijaron las anguilas a las imadas, se colocaron de nuevo los picaderos de la quilla y se desmontó la cuna, ensebando totalmente con sebo y jabón «Eady», siendo lanzado por fin el buque felizmente. En la fac-

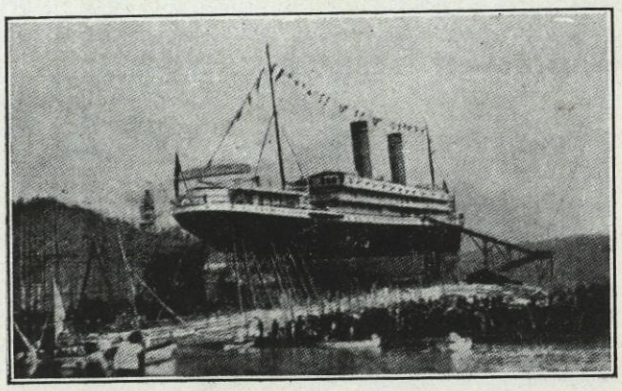


Fig. 7

Trasatlántico «Principessa Iolanda», momentos antes del lanzamiento

toría de Fairfield el crucero rápido inglés *Despatch*, de 4765 toneladas, no pudo lanzarse por mala calidad del sebo y por ser peor aún el lubrificante entre las imadas y anguilas, por lo que ambos elementos parecían encolados el uno al otro; hubo necesidad de quitar las anguilas y ensebar de nuevo. Por último, en el lanzamiento del modernísimo conductor de flotilla inglés *Amazon* en la casa «Thornycroft», se observó que el barco no se movía debido a la helada,

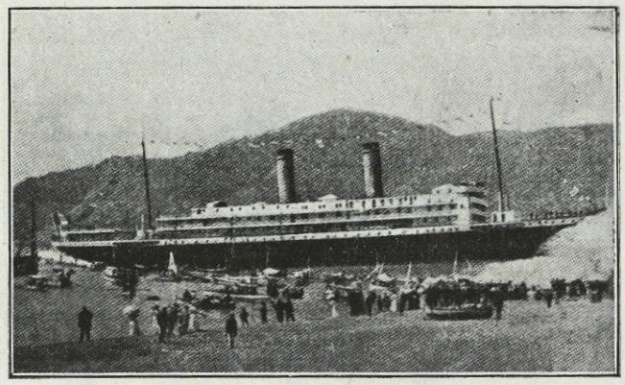


Fig. 8

Trasatlántico «Principessa Iolanda». El buque al quedar a flote

por lo que hubo que introducir al día siguiente aceite a presión, como lubrificante, entre las anguilas e imadas.

En Belfast (Irlanda), en el Astillero «Workman Clarke & C.º Ltd.», el vapor *City of Cambridge* de 450' de eslora (137,16 metros), fué botado sobre unas imadas que no descansaban sobre pilotes por economizar los gastos necesarios, aun cuando el Jefe del Astillero indicó la necesidad de la citada obra. La idea condujo a

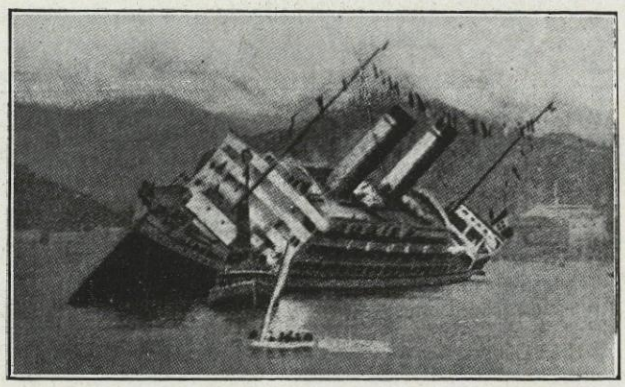


Fig. 9

Trasatlántico «Principessa Iolanda».—Otra vista del buque después de quedar a flote

mayores gastos, porque en el momento del lanzamiento cuando el centro de gravedad del barco estaba en la vertical del extremo de las imadas, cedió el terreno y se quedó el barco apoyado en las imadas, pero habiendo iniciado el mo-

vimiento de arfada, es decir, con la popa caída y oscilando verticalmente con las mareas. El barco permaneció así durante dos semanas, pudiendo ponerse a flote por un procedimiento especial que consistió en abrir dos trincheras

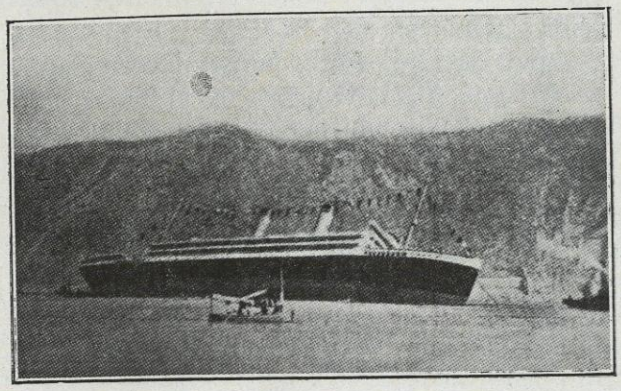


Fig. 10

Trasatlántico «Principessa Iolanda».—Un instante de su lanzamiento

en el terreno una a cada banda e inmediata a las imadas por lo que todo el terreno cedió, y descendió el barco, lo que equivalió a aumentar la altura de agua con lo que pudieron mover al buque dos remolcadores potentes.

Este accidente no se repitió más en dicho Astillero, pero en buque análogo al anterior, el vapor *City of Bombay* sufrió un accidente de otra naturaleza al botarse en el mismo astillero que el buque que acabamos de citar. La causa

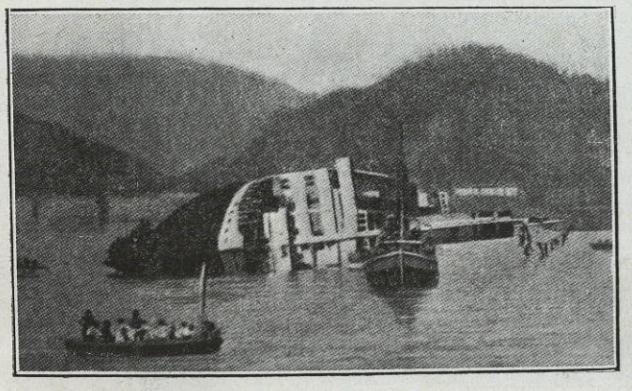


Fig. 11

Trasatlántico «Principessa Iolanda».—El buque con una escora de casi 90°

de dicho accidente fué debida a la ruptura del tope entre el primero y el segundo trozo de la anguila de babor, por lo que la proa del buque al iniciar el giro y encontrarse sin el apoyo de los santos de babor, cayó sobre las escoras que mantienen la distancia entre imadas, averiando el pie de roda y partiendo varias piezas de maderas sin ocurrir mayores averías por la gran velocidad que llevaba el buque. Un accidente similar ocurrió en el Astillero de la «Casa Vic-

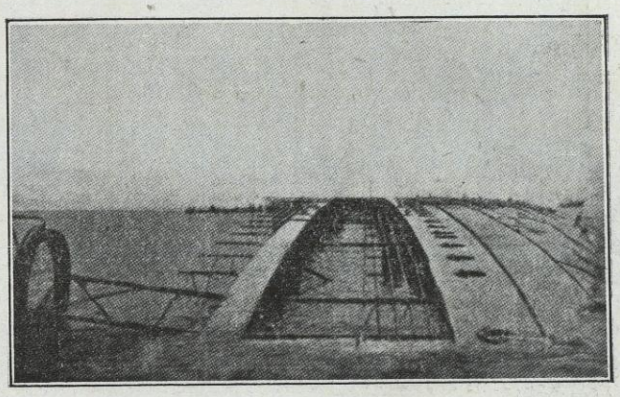


Fig. 12

Trasatlántico «Principessa Iolanda».—El buque descansando sobre el fondo en la forma que permaneció hasta su desgüace

kers» en Barrow-in-Furness en el lanzamiento del buque de guerra inglés *Darmouth* y que demuestra la necesidad de dar gran importancia a las uniones de los tres primeros trozos de anguila, especialmente cuando sólo hay retenidas de llave, a proa. Este inconveniente está muy disminuído con la adopción de retenidas hidráulicas o eléctricas situadas más a popa, pero siempre deben tomarse precauciones especiales en los topes inmediatamente a popa de las di-

Fig. 13

Trasatlántico «Cesare Battisti», de la Compañía Trasatlántica Italiana, construído en Talleres Ansaldo, Génova. Vista del barco parado después del intento de lanzamiento

versas retenidas, especialmente de la situada más cerca del agua.

En Italia se experimentaron dificultades en algunos buques de cierta importancia y que me-

recen citarse. El trasatlántico *Principessa Iolanda* construído en los «Cantieri Navali Riuniti» en Riva Trigoso (Génova), gemelo del *Princi*

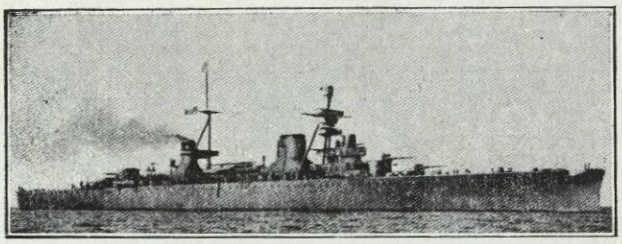


Fig 14

Crucero italiano «Trento», construído en Cantiere, Orlando, (Livorno).— Pudo ser botado un mes después de la fecha prevista, en la que solo se consiguió que el buque recorriese algunos metros

pessa Mafalda, inició el movimiento de lanzamiento sin dificultad, pero al final del tercer período y cuando iba casi a quedar a flote se observó que comenzaba a escorar sensiblemente y que en poco tiempo quedaba acostado sobre el fondo con una escora de unos 90°. Al parecer la explicación se encontró en que la cuna de lanzamiento se deshizo al rozar contra un lado del canal defectuosamente dragado, al final del tercer período de lanzamiento y por tener el buque una estabilidad inicial pequeña se produjo una escora sensible que se agravó al quedar bajo el agua una línea de portillas del buque. Este accidente ocurrió el 1907 y bastante recientemente pueden citarse en Italia, los cuatro casos siguientes:

Barco de carga *Foce*, construído en Cantiere della Foce (Génova). Se paró el buque poco antes de iniciar el giro por haber cedido la basada, al parecer, en la unión de la grada con la antegrada. El buque quedó a flote con relativa facilidad con la ayuda de gatos hidráulicos y remolcadores.

Trasatlántico *Cesare Battisti* de la Compañía Trasatlántica Italiana, construído en Cantiere Ansaldo (Génova). También se detuvo este barco poco antes de iniciarse el giro, por no tener, según se supuso, el sebo, la consistencia necesaria y por ser la primera vez que se experimentaba un nuevo sistema de ensebado. Para ponerlo a flote se emplearon gatos de gran potencia y remolques de los barcos de carga

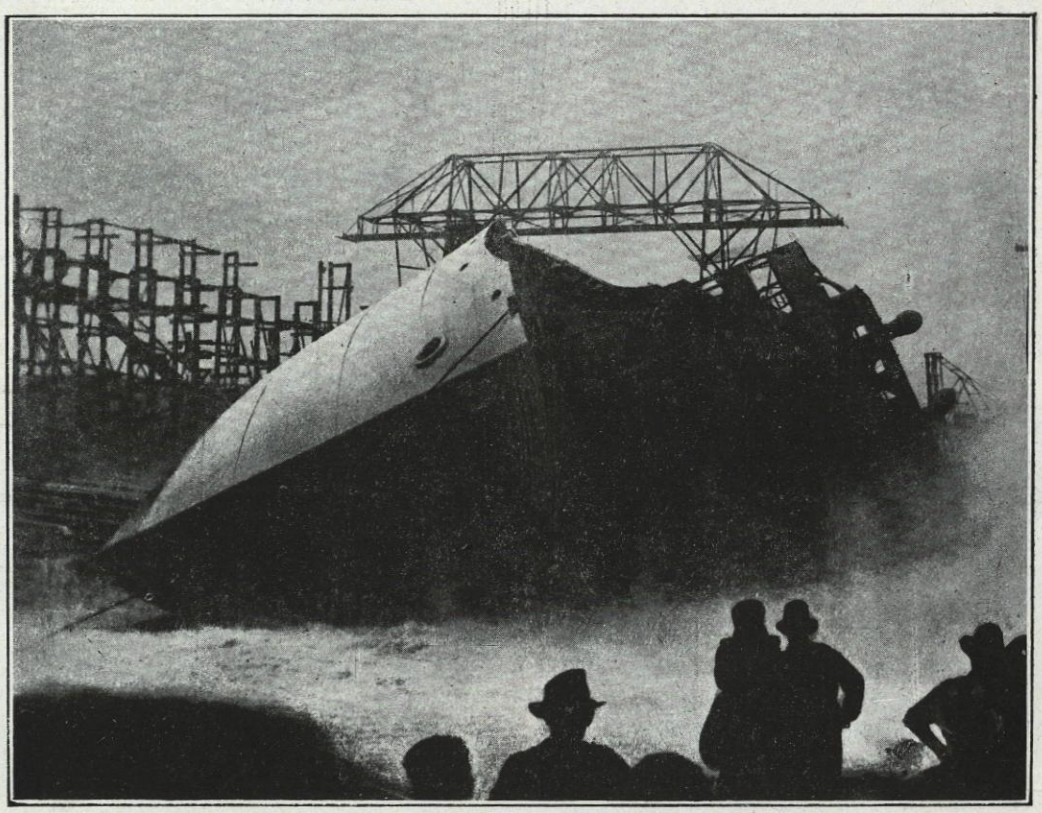


Fig. 15

Buque de carga «Lake Fugard».— Construído en un astillero de Buffalo N. Y. y que se inclinó 74°

Ansaldo, S. Giorgio II, y el *Savoia I,* de 8000 toneladas. Quedó a flote al cabo de más de una semana de trabajo, avanzando poco más de un metro por día y rompiendo un gran número de cables de remolque.

Trasatlántico *Roma,* de la «C. de Navigazione Generale Italiana», construído en el mismo astillero que el anterior. Este buque no inició el movimiento después de quitar las retenidas y llaves y de haber puesto en funcionamiento los gatos hidráulicos de proa. Al parecer, en este lanzamiento se efectuó éste perfectamente después de hacer trabajar simultáneamente todas las palancas de retenida invertidas. La causa principal por la que no salió el buque al quedar libre fué que el sebo estaba demasiado duro, ante el temor de que si era blando lo expulsara la presión y se detuviera el barco como ya había ocurrido en otras ocasiones. El lanzamiento del segundo buque del mismo tipo, el *Augustus,* se verificó felizmente después de tomar las necesarias precauciones.

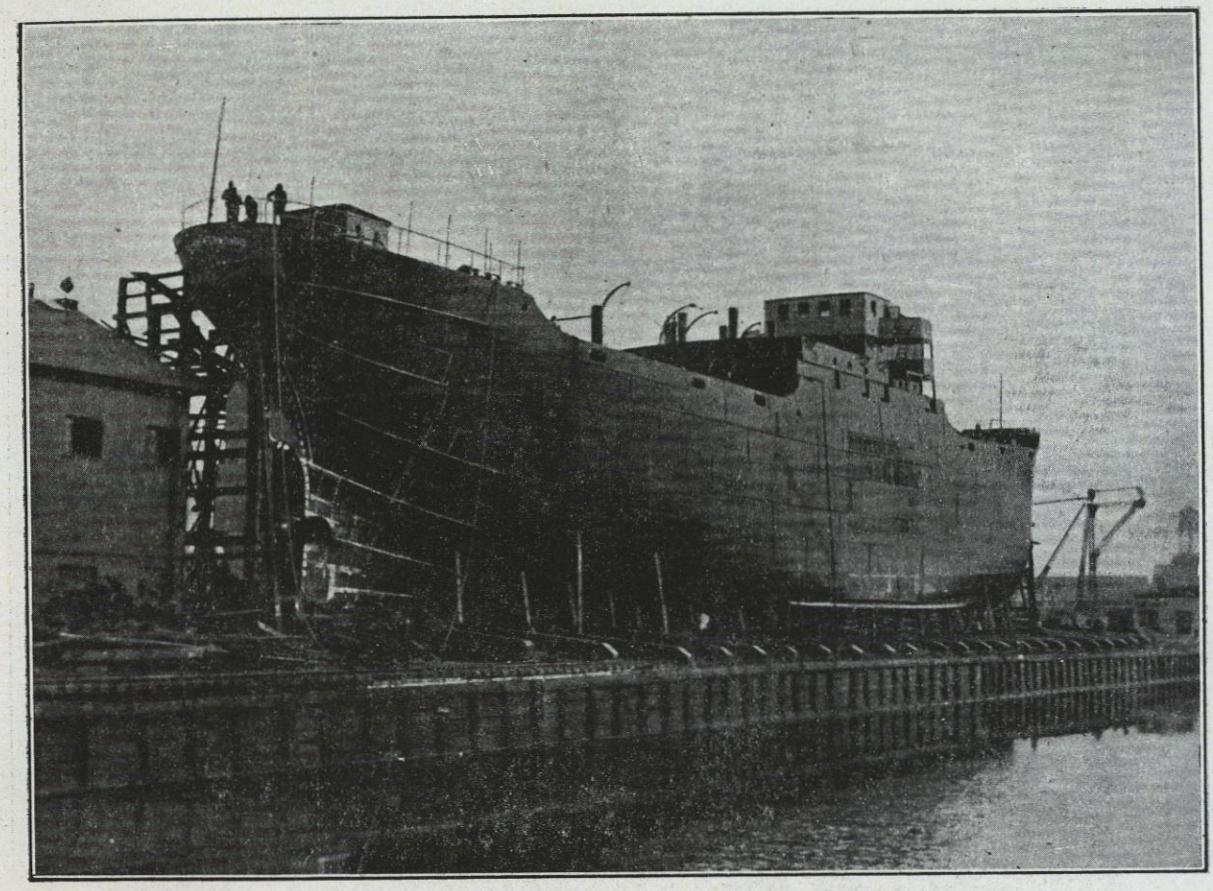


Fig. 15

Buque de carga «Lake Fernando» construído en Buffalo N. Y. y botado con una caída de 5,50 m. Momentos antes del lanzamiento

lanzamiento se dió primordial importancia al problema de la detención del buque al quedar a flote, descuidando la preparación de las retenidas hidráulicas para utilizarse como de empuje, práctica usual en los astilleros italianos, pues solo podían funcionar dos que no trabajaron por dificultades en el guarnido. Hubo que trabajar toda la noche y la mañana siguiente para invertir las palancas de retenida y preparar la batería de calefacción del sebo. En la tarde del día siguiente al señalado para el lan-

Crucero rápido *Trento,* construído en Cantiere Orlando (Livorno). El buque se quedó parado después de un recorrido de algunos metros, el día señalado para el lanzamiento en Septiembre de 1927. Después de varios intentos de hacer mover al barco por remolques por la popa que resultaron infructuosos, se volvió a apuntalar el barco y se rehizo la cuna de lanzamiento, pudiendo poner el buque a flote después de un mes de trabajo.

Según las noticias de la prensa a que antes

se ha hecho referencia, el conductor de flotilla francés *Vautour* quedó detenido después de 60 metros de recorrido, probablemente al iniciarse el giro, sin que por falta de noticias técnicas sea posible saber la causa del accidente.

En los lanzamientos de costado se han presentado también accidentes similares y la figura 15 representa la caída al agua del buque de carga *Lake Fugard*, relleno de carbón, con calderas encendidas, en la que por una causa imprevista se inclinó unos 74°, adrizándose milagrosamente a los 7 segundos de estar a flote.

Las figuras 16, 17 y 18 representan tres situaciones del buque de *Lake Fernando*, botado al agua en Buffalo sobre un dique, con una altura de caída de 14 pies (4'267 M) desde las imadas y 18 pies (5'487 M) desde el pantoque. Este lanzamiento al que hace referencia el artículo de Mr. Penton «Notes on Work of Grest Lakes Shipyards in the World Work» en las «Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers» de 1929, de donde se han tomado las fotografías, demuestra el riesgo a que exponía la urgencia de las construcciones durante la gran guerra.

De la anterior relación de casos de lanzamiento con poca fortuna se deduce que los principales enemigos del Ingeniero Naval en estas operaciones son el sebo y el lubricante. A ellos hay que prestar una atención grande y procurar elegir tipos de ensebado y lubricación sancionados por la práctica, dejando para la experimentación los casos de lanzamiento sencillo y en los que por una labor de investigación se puedan deducir los datos necesarios para fijar las características de botaduras de buques grandes, en los que tanto por su resonancia, que perjudica al crédito de las casas constructoras y de sus ingenieros, como por el coste de estas operaciones se debe evitar por todos los medios posibles cualquier contingencia.

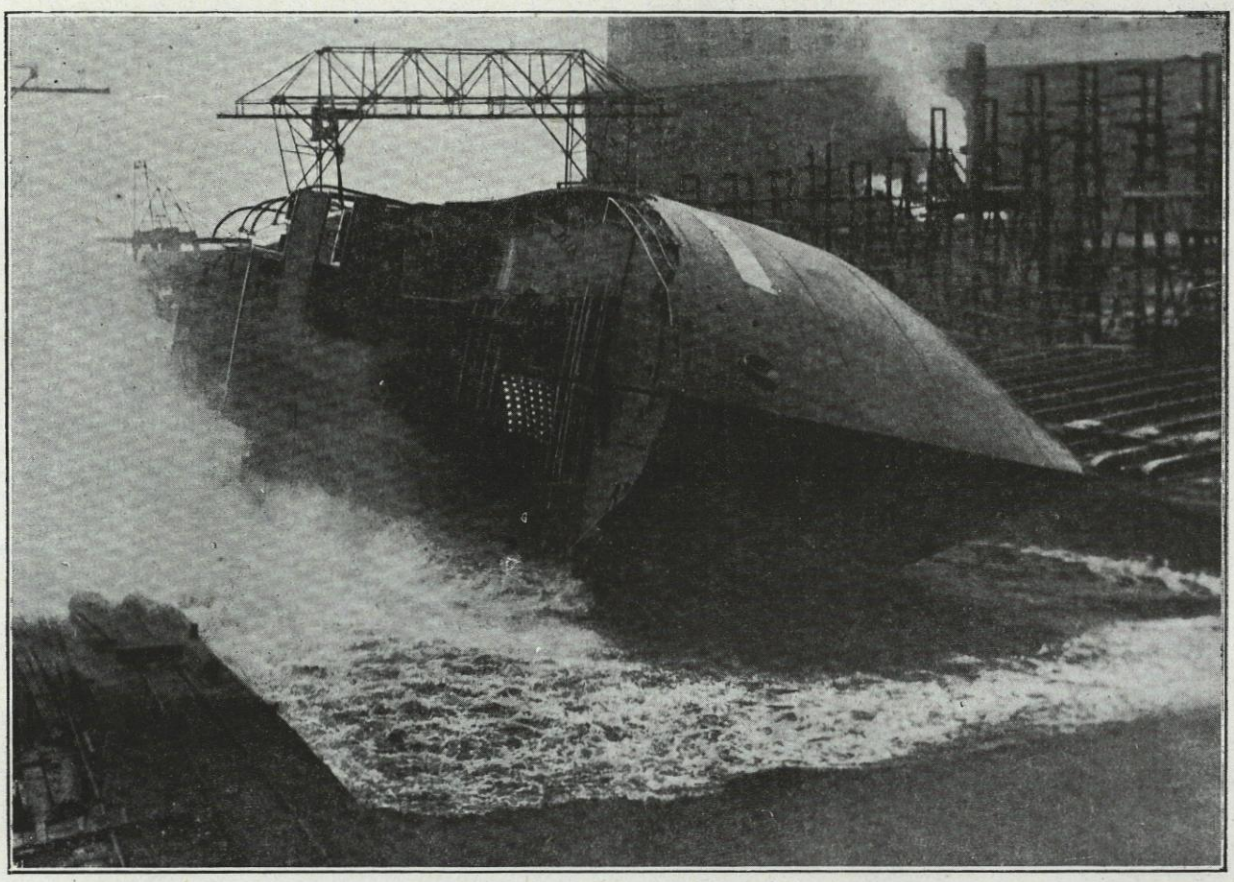


Fig. 17

Buque de carga «Lake Fernando».—Instante de quedar a flote

Hay que reconocer que dada la importancia de los Astilleros en que ha habido accidentes de

esta índole y la capacidad de su personal técnico, en todas partes se puede y debe temer una eventualidad y creo que todo cuanto se haga por ponerse a cubierto de estos casos es justificado y que cuantos intervenimos en estas operaciones debemos procurar analizar las posibilidades y accidentes y confiar en que no haya «jettatura», aún cuando los casos poco afortunados ocurridos en los astilleros italianos, los más castigados por la suerte, han sido debidos más que a falta de estudio a un espíritu de investigación que ha resultado perjudicial.

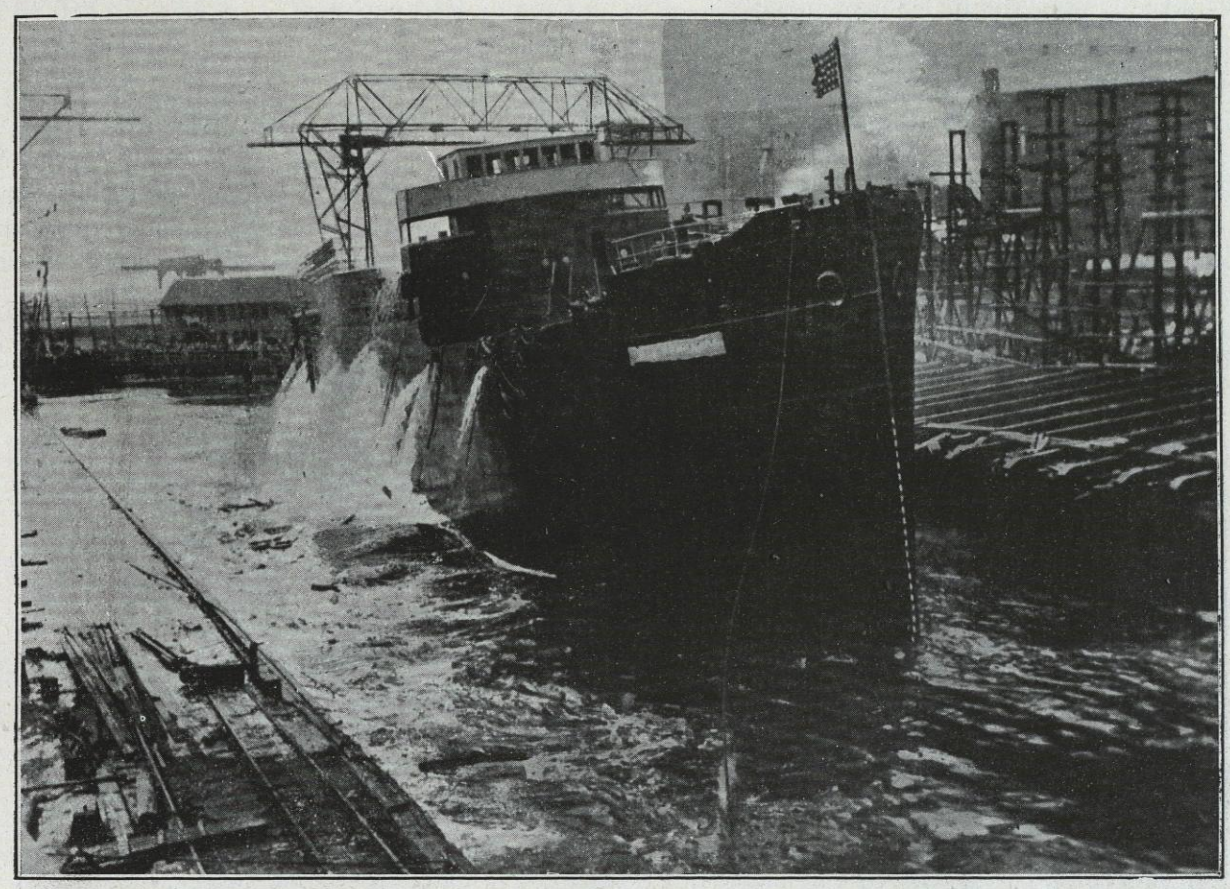


Fig. 18

Buque de carga «Lake Fernando».—Al adrizarse después de su excepcional y aparatosa inclinación

Dique flotante de 2.000 toneladas de la Base Naval de Mahón

Descripción de los distintos servicios

por Cayetano Viñeque

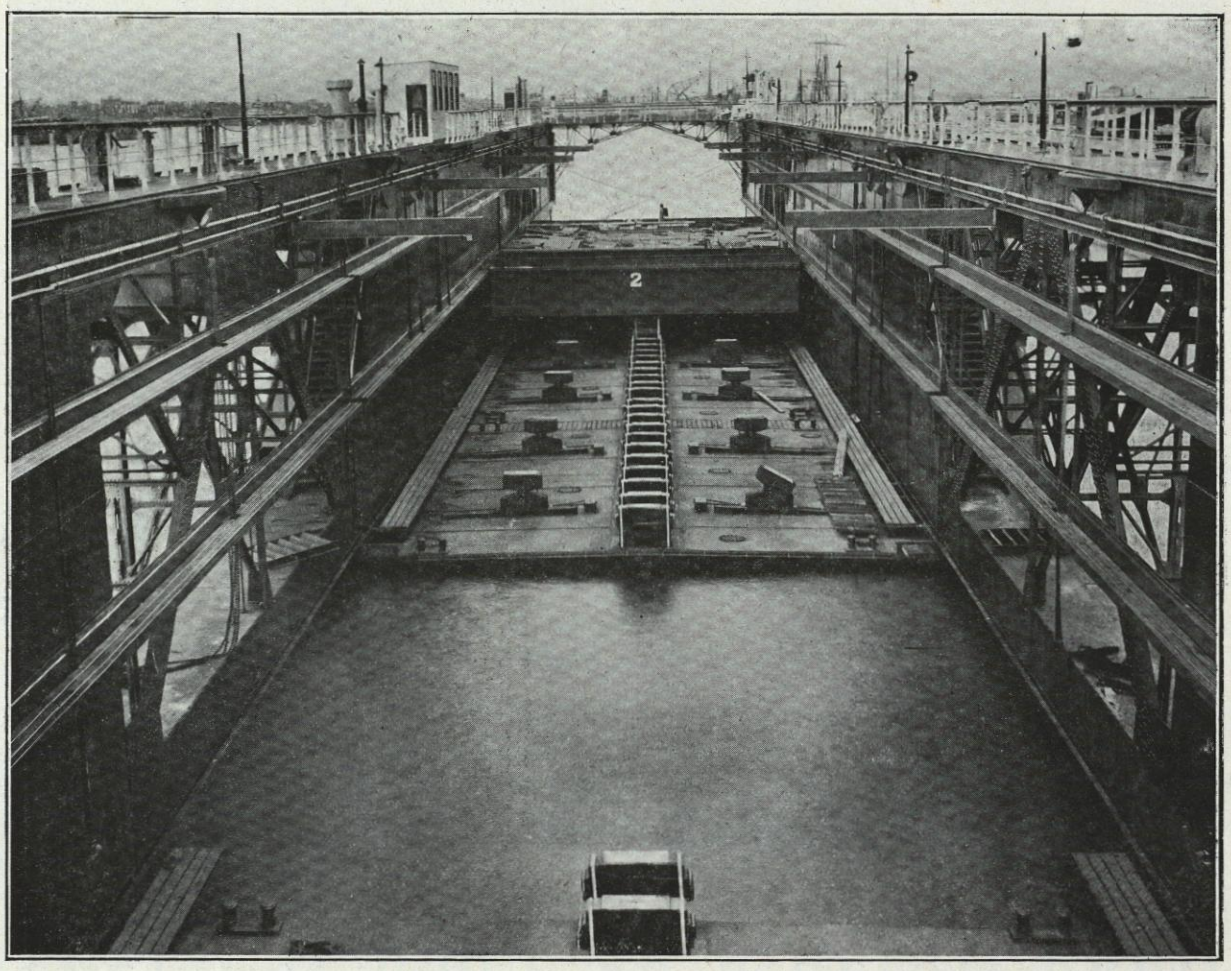
Con fecha 24 de Mayo del corriente año fué entregado a la Marina Española en su Base Naval de Mahón,—una vez efectuadas brillantemente las pruebas oficiales, y según la especificación de la escritura de contrato—un dique flotante y pontona adicional de 2.000 y 1.000

toneladas de fuerza ascensional respectivamente, construídos ambos en los Astilleros de la «Unión Naval de Levante S. A.» de Valencia. (Véanse los números de Enero y Julio).

Dimensiones principales:

Eslora total con las plataformas extremas	105'00 mts.
Eslora total sin las plataformas extremas	95'00 »
Manga exterior total	18'75 »
Manga interior entre muros laterales.	13'75 mts.
Manga interior entre los pasillos de apuntalar	12'75 »
Puntal total del dique	12'30 »
Calado con carga de 2.000 toneladas . . . . . ,	2'60 »
Franco bordo del plan del dique con carga de 2.000 tons. . .	0'30 »
Calado máximo sobre picaderos .	7'30 mts.
Franco bordo de los cajones laterales en calado máximo. .	1'00 »
Eslora de las pontonas	12'50 »
Manga de las potonas	18'75 »
Puntal de las pontonas.	3'00 »
Altura de los picaderos	1'00 »

El dique es autocarenable, esto es, que él mismo puede atender a la limpieza y conservación de sus partes. Para ello el dique consta de 7 pontonas que se unen con tornillos a los cajones laterales, o sea a la estructura general del dique, (véase la figura número 1) y pueden fácilmente ser desmontadas (no más de una cada vez), cuando es necesario retirarlas para carenarlas (véase la fotografía núm. 1).



Fotografía núm. 1

Una pontona sobre el dique para carenarla

El dique es capaz para varar en él con toda seguridad y sin temor a averías de ninguna clase, bien sea un cabeza de flotilla de ciento cinco metros de eslora, diez de manga y tres y

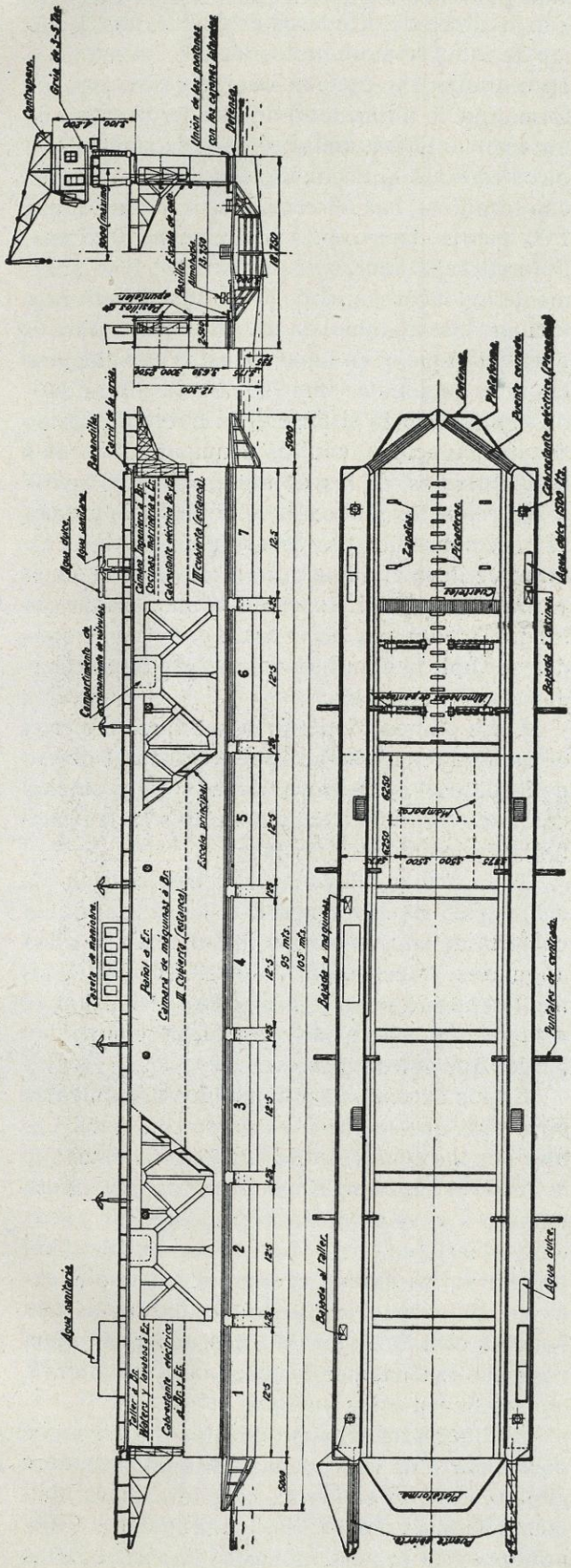


Fig. 1
Plano general

medio de calado, o un submarino de 1.000 toneladas de desplazamiento que venga averiado con un calado máximo de siete metros y una manga máxima de nueve metros.

Las fotografías 1 a 6 inclusive de la Revista INGENIERÍA NAVAL de Julio indican las pruebas oficiales que se hicieron en Mahón con el crucero *Extremadura* y con el submarino *C-5* conforme lo que acabamos de decir.

Además, el dique lleva disposiciones especiales para recibir la pontona antes mencionada, sosteniendo un submarino de 1.000 toneladas de desplazamiento de noventa metros de eslora, siete de manga y cinco de calado (véanse las fotografías 5 y 6 del número de Julio mencionado).

La estructura general del dique puede apreciarse suficientemente en la figura núm. 1 y por las fotografías. En el plano que representa esta figura se vé una vista longitudinal, otra transversal y una planta. Con las anotaciones que en él se indican creemos se dará una idea bastante aproximada el lector de las partes que consta. Se ven numeradas las siete pontonas que como hemos dicho van atornilladas a los cajones laterales. Cada pontona está dividida en cuatro compartimientos o tanques por tres mamparos; dos longitudinales laterales y uno transversal central. Con esto se consigue una gran resistencia al mismo tiempo que una gran estabilidad. Pueden apreciarse estos mamparos en la figura núm. 1 así como las dimensiones de los tanques. Se comprenderá que los dos centrales aseguran la estabilidad longitudinal y los extremos o laterales la estabilidad transversal. Cada tanque lleva dos registros de entrada en la cubierta del plan del dique y escalas de gato para bajar al fondo de dichos tanques.

Los cajones laterales, como puede observarse en el plano de la figura 1, no son corridos en toda la longitud del dique, sino que llevan unos aligeramientos fuera de los alojamientos, suprimiéndose el forro exterior de plancha y cuadernas. Esta sustitución está hecha con un sistema reticular metálico y tiene la ventaja de ahorrar peso de material. Estos cajones laterales terminan en su parte superior por una cubierta general estanca donde se encuentran: la caseta de maniobra del dique, waters y urinarios para marinería, clases y oficiales; lumbreras y ventiladores para los distintos alojamientos; los tornos para los puntales y almohadas de panto-

que; los cuatro tambores plegadores de los cabrestantes; los carriles para las grúas, etc., etc.

Al objeto de que todas las partes del barco que se está carenando sean accesibles, lleva dos plataformas en los extremos de popa y proa que constituyen un pontón para poder flotar cuando haya necesidad de sacarlas, bien sea para carenar a ellas mismas o bien que haya que desprenderlas de las pontonas extremas 1 y 7 cuando haya que carenar estas a las cuales están unidas con tornillos. Para que floten es necesario taponar unos registros que llevan en el fondo del pontón. En caso contrario se tienen siempre abiertos.

Por la parte interior de los cajones laterales y a poca altura del plan del dique, van dos pasillos corridos, uno a cada banda, de popa a proa de 0'80 mts. de ancho de pino-tea; y a alturas convenientes apropiadas al calado de los barcos que se han de carenar, dos pasillos estrechos de 0'40 mts. para el servicio de apuntalar dichos barcos a los cajones laterales.

Además, a una altura de unos 7'30 mts. sobre la línea de picaderos, hay cuatro puntales a cada banda, que sirven para centrar el barco antes de empezar el achique del dique, y que se manejan como ya se dijo desde la cubierta superior por medio de un mecanismo de doble manivela, engranaje cónico, tornillo sin fin y cremallera. Dichos puntales son de roble de una escuadría o sección de 25 × 30 ctm. Son guiados por cuatro rodillos de hierro colocados en los dos paramentos interior y exterior de los cajones laterales. Sobre cubierta van también los tornos que mueven por medio de cadenas las almohadas de pantoque que son en número de diez por cada banda. Estas pueden correr en el sentido transversal del dique sobre unas guías de asiento inclinadas, consiguiendo un buen aprieto aún en barcos de fondo muy plano. Están compuestas por dos tacos de roble que, adaptados por su centro a un cilindro de fundición hueco que hace de eje, gira la superior hasta encontrar la forma del pantoque para hacer mejor el apoyo.

Sobre la línea central de las pontonas, o sea sobre la quilla del dique, se encuentra la línea de picaderos, que en número de 11 por pontona, son 77 picaderos en toda la longitud del plan del dique. Están constituídos por tacos y cuñas de roble, y sujetos a la cubierta de las pontonas, con estribos de acero galvanizado. Estos abrazan primeramente dos tacos, con lo que la altura de picaderos es de 0'50 mts. Encima de estos se montan dos cuñas invertidas o encontradas, y encima de estas otro taco de forma que la altura total de picaderos es así de un metro. Estas cuñas y taco se sujetan con otros estribos que van cogidos a los anteriores con tornillos. Las dimensiones así son: Altura 1'00 metro. Largo, 1'20 mts. y ancho 0'25 mts. Para varar la pontona es suficiente dejar solamente los tacos bajos de 0'50 mts. de altura y túmbar las almohadas de pantoque sobre el plan del dique, y en lugar de estas hay dispuestas unas zapatas de unos 50 ctm. de altura donde sienta también la base de la pontona. Estas zapatas coinciden con los mamparos laterales longitudinales de las pontonas. Cuando se desea carenar los fondos de la pontona, la varada se hace sobre los picaderos de un metro de altura que lleva el dique normalmente, con cuya altura es más fácil y cómoda la limpieza de sus fondos, y entonces las zapatas antes mencionadas se suplementan hasta la altura aproximadamente de un metro.

Entre pontona y pontona van unos tableros de madera (cuarteles) de pino-tea con el objeto de facilitar el paso entre estas y van sujetos con unos tornillos a angulares fijos en las pontonas en los cuales descansan.

Todo el dique lleva una defensa corrida de roble de 25 ctm. de espesor, a la altura de la cubierta de las pontonas y fija al casco por dos angulares. Además, por el interior de los cajones laterales a popa y proa, otras defensas de madera que sirven de protección contra los barcos que entran a carenar.

En los extremos del dique hay dos puentes giratorios que se abren y cierran con unos cables por los cuatro cabrestantes existentes en la cubierta superior. En el plano de la figura número 1 se ve el puente cerrado en un extremo y abierto en otro porque generalmente siempre entran los barcos al dique por un solo extremo. Estos puentes permiten pasar de una banda a otra del dique sin descender al plan, cosa que es sumamente molesta en los diques, que no llevan estos puentes.

El dique está provisto de bitas y galápagos para amarre de las cadenas de fondear, sobre el plan, y en las cubiertas superiores lleva también seis bitas dobles por cada banda. Cada pontona está provista además de cuatro bitas

para poder maniobrar con ella y amarrarla cuando se suelta del dique para carenarla.

Por cada cubierta van dos barandillas formadas por candeleros de angular y pasamanos de madera.

Por los paramentos interiores de los cajones laterales van cuatro escalas de gato que sirven para llegar a los pasillos de apuntalar y a la cubierta superior. Además por las partes inclinadas que constituyen los cajones centrales de cámara de máquinas y pañol, existen cuatro escalas, que podemos llamar principales, y que dan acceso a las cubiertas superiores del dique.

Los cajones laterales del dique se dividen por una cubierta estanca continua, situada a 5'50 mts. por debajo de la cubierta de maniobras. Tiene por objeto esta cubierta, asegurar la estanqueidad de la cámara de máquinas, pañol y distintos alojamientos. Está situada esta cubierta a tal altura para que el volumen de los espacios que quedan por encima de ella, o sea el peso de este volumen de agua sea mayor que el correspondiente al peso de la estructura del dique con todos sus accesorios, maquinaria, grúas, etc.; y de tal forma que cuando este peso queda equilibrado por la flotabilidad de aquellos espacios, el franco bordo del nivel de agua hasta la cubierta superior de maniobra es 0'80 metros. Con esta condición resulta que con todas las válvulas de inundación abiertas, el dique solamente se sumerje hasta un calado de 11'50 mts. Por tanto no existe el peligro de sumergir el dique completamente. Es más, que aunque la inmersión del dique se haga con una inclinación cualquiera, cuando llega a este calado de 11'50 mts. recobra automáticamente su posición horizontal.

Cocinas, taller, W. C. etc.—El dique está constituído, conforme se ve en el plano de la figura n.º 1, y a partir de la cubierta estanca que acaba de citarse a 5'50 mts. de la cubierta superior, por:

A popa en el cajón lateral de estribor sobre una cubierta ligera colocada a tres metros de la cubierta de seguridad, se encuentran los W. C para las dotaciones de los buques carenando. El espacio destinado son 12 metros de longitud, 2'50 de ancho y 2'50 de altura; y en él van situados cuatro W. C. cada uno en su cabina; ocho urinarios, cuatro lavabos y un cuarto de baño para oficiales con W. C. baño y lavabo. Lleva lumbreras para luz y ventilación.

En el lado de babor, simétrico al anterior compartimiento y de iguales dimensiones, se encuentra un pequeño taller para efectuar pequeñas reparaciones, compuesto de un torno con su motor eléctrico, un taladro eléctrico portátil hasta 7/8'', un banco de ajustador con dos tornillos, un yunque, una fragua portátil y armarios para pañol y herramientas. El acceso a este taller, se efectúa por una escala desde la cubierta superior. La luz y ventilación se consigue con una gran lumbrera, la cual es desmontable para el caso de que fuese necesario introducir piezas de grandes dimensiones.

A proa Er. se encuentran dentro del cajón lateral, en un compartimiento de 5'50 mts. de longitud por 2'50 de ancho y 2'50 de altura tres cocinas para los barcos en dique con sus correspondientes armarios, fregaderos, etc., dotado de lumbreras para luz y ventilación. El acceso se hace desde la cubierta superior.

En el lado Br. simétrico al anterior compartimiento y de iguales dimensiones, se encuentra el alojamiento para el ingeniero, en el cual hay instalada una cama, un armario, un lavabo, un escritorio, sillón y butaca. Al lado de este camarote hay una cocina para la dotación del dique con sus correspondientes armarios, fregadero, etc.

Para la dotación del dique también se han dispuesto sobre la cubierta superior en Er. popa y en Br. proa W. C. y urinarios.

Para dar agua a los W. C. y urinarios se han provisto dos tanques sanitarios de 600 litros que se llenan con la tubería de contra incendios como se verá más adelante. Y para dar agua a lavabos y cocinas dos tanques de agua dulce de 1.500 litros y uno de 600 litros.

Cabrestantes.—El dique está provisto de cuatro cabrestantes (uno en cada esquina) accionados por motores de corriente continua, en serie, de 10 C. V. a 1.500 r. p. m. Estos motores están instalados sobre las cubiertas de seguridad así como los controles, resistencias e imanes de freno. El mecanismo se compone de tornillo sin fin en el eje motor, atacando a una rueda helizoidal que por medio de un eje vertical transmite el movimiento a los tambores plegadores instalados en la cubierta superior ya mencionados. Estos están provistos de un embrague que permite conectarlos a dichos ejes o dejarlos locos para poder maniobrarlos a mano con dos manivelas. La fuerza de tracción es de

tres toneladas a diez metros por minuto de velocidad del cable. El mando se hace desde cubierta por conexión de varillas con los controles.

Grúas.—Sobre los carriles situados a 2'50 metros de separación en ambas cubiertas superiores, corren dos grúas de pórtico giratorias, cuyo alcance máximo de la pluma es de un metro más que la semi-manga del dique. Tienen cuatro movimientos accionados por tres motores eléctricos de corriente continua. El mecanismo de elevación es accionado por un motor de 11 kilowatios; el de traslac ón por uno de 6 kw, y el de giro y cambio de radio por uno de 4 kw. Estos dos últimos movimientos no pueden efectuarse a la vez, y para ello se maniobran unas grifas que acoplan unos piñones cónicos de uno u o.ro mecanismo. La velocidad de la grúa es de 30 mts. por minuto.

Las cargas a elevar son:

1.500 kgs. a una velocidad de 30 mts. por minuto.

3.000 kgs. a una velocidad de 15 mts. por minuto.

5.000 kgs. a una velocidad de 9 mts. por minuto.

Esta última carga solamente con la pluma colocada en la posición de mínimo alcance.

La pluma pasa de la posición de máximo alcance al mínimo en 30 segundos.

El mecanismo de giro produce una rotación completa de la grúa con una carga de 3.000 kilogramos en la posición de máximo alcance en 30 segundos.

Todos los mecanismos de gobierno están situados en el in erior de la caseta de las mismas.

Con las fotografías y el plano general creemos suficiente para que el lector se de bastante idea de estas grúas.

Cámara de máquinas.—La cámara de máquinas está situada a Br. dentro del cajón lateral entre las cuadernas 62 y 90, y encima de la cubierta de seguridad.

Esta cámara se compone de: (véase el plano de la figura 2)

a)—2 grupos Diesel generadores eléctricos de las siguientes características:

Motores Diesel M. A. N. tipo G. 4 V. U. 33 de cuatro cilindros, con inyección mecánica de 120 C. V. y 450 r. p. m.

Generadores de corriente continua «Siemens» tipo A. G. V. 310/21 de 80 kw. a 230 voltios.

b)—Un grupo generador Diesel auxiliar compuesto de:

Motor Diesel de dos cilindros «Motorenwerke Mannhein» tipo S. H. 19 de 20 C. V. y 600 r. p. m.

Generador de corriente continua de 13 kw. a 230 voltios.

c)—Un cuadro de distribución y maniobra compuesto de cinco paneles de mármol con todos los instrumentos de medida para las dínamos, motores y alumbrados; reguladores de campo de las dínamos e interruptores de máxima para las mismas.

d)—Un compresor de aire hasta 30 atmósferas, para arranque de los Diesel, de dos cilindros a 800 r. p. m. accionado por correa con un motor eléctrico de 1'5 C. V.

e)—Un compresor de aire de un cilindro y dos tiempos, fabricación «Frankfuerter Machinenbau A. G.» tipo G. S. g. r. 3,5, para la maniobra de las válvulas de inundación y achique y para los trabajos de reparación con herramientas neumáticas, con un volumen de aire aspirado de 3,4 mts. cúbicos por minuto girando a 450 r. p. m. y una presión final de 7 kilogramos cm². La refrigeración se efectúa con agua de mar por una bomba de engrane que le comunica una presión de 6 mts. y a cuya bomba afluye el agua por gravedad desde el tanque de agua de refrigeración. Esta bomba es movida por una correa desde el compresor. Para cerciorarse de la circulación del agua, se ha previsto a la salida un cuerpo o caja de fundición con una mirilla de cristal, y obligando al agua a hacer un zig-zag con unos pequeños tabiques que lleva la misma caja. (Véase el plano de la figura 2 que se ve claramente este circuíto de agua y con marca T esta caja).

f)—Dos motores eléctricos verticales para accionamiento de las bombas principales de achique, de 60 kw. girando a 800 r. p. m. (Para la disposición de estos motores con las bombas, véase la figura 4).

g)—Un motor eléctrico, para accionamiento de la bomba de contra incendios, de 15 kw. a 1.050 r. p. m. (Véase también la figura 4 bis).

h)—Un grupo electrobomba de agua de refrigeración para los motores Diesel y compresores, de una capacidad de 12 mts. cúbicos-hora a una altura manométrica de 16 mts. Motor

eléctrico de accionamiento de 2'5 C. V. y 2.400 r. p. m. Esta bomba que tiene la aspiración, entre dos pontonas, en el mar, descarga en el tanque de refrigeración, cuyo tanque tiene un tubo de rebose con válvula al mar, y para conocer la altura de agua en dicho tanque se ha previsto un hidrómetro. (Véase la figura 2 que corresponde al esquema de tuberías dentro de la cámara de máquinas y con marca X este aparato.

j)—Un grupo motor generador de corriente continua de una potencia generada de 60 amp. y 115 voltios girando a 2.220 r. p. m. Este grupo tiene por objeto dar corriente de baja tensión a los submarinos que estén en dique.

k)—Un ventilador extractor para la cámara de máquinas accionado por un motor eléctrico de 0'34 C. V.

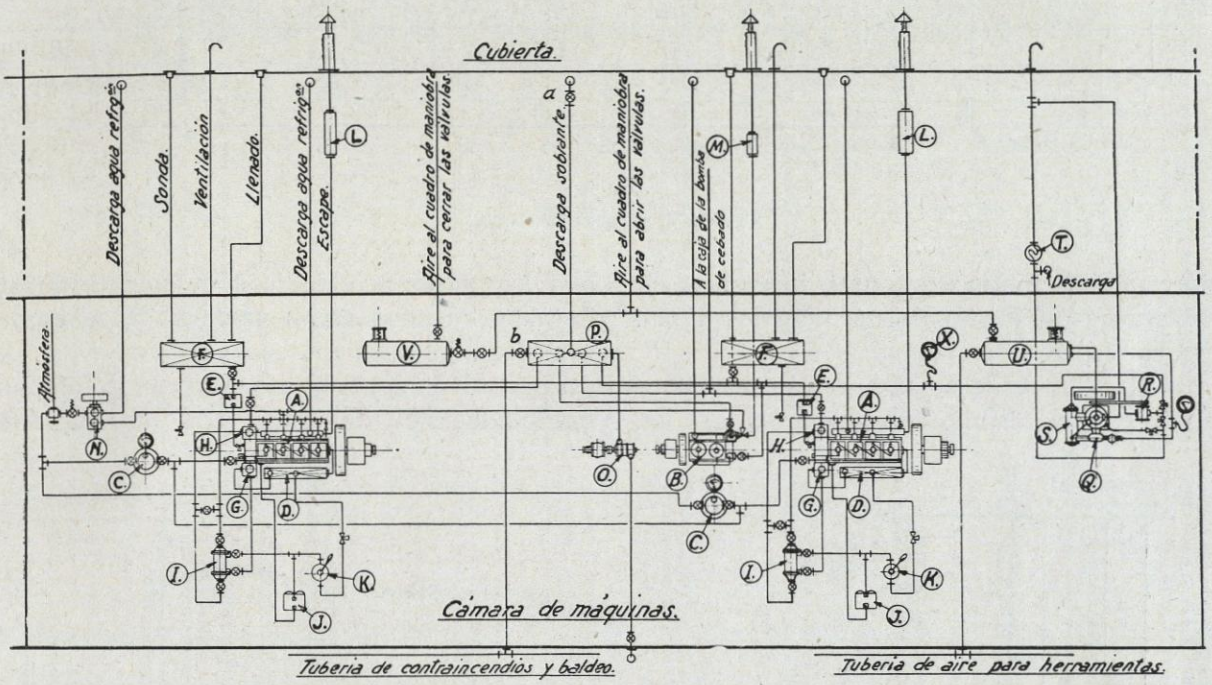


Fig. 2

Esquema de tuberías en la cámara de máquinas

A Motor Dinamo principal 120 C. V.
B » » auxiliar 20 C. V.
C Depósito de aire de arranque.
D » de aceite de engrase 100 litros.
E Filtro de combustible motores principales.
F Tanques de gravedad de combustible 3 m³.
G Bombas de aceite engrase acopladas a los motores.
H » de agua de refrigeración acopladas a los motores.
I Refrigeradores de aceite de engrase.
Filtros de aceite de engrase.
K Bomba a mano de aceite de engrase.
L Silenciadores motores principales.
M » motor auxiliar.
N Compresor de aire de arranque hasta 30 atm.
O Bomba de circulación de agua de refrigeración.
P Tanque de agua de circulación.
Q Compresor de aire para maniobra de válvulas y herramientas.
R Bomba de engranaje de refrigeración del anterior.
S Refrigerador del aire de primera fase » »
T Mirilla paso del agua de circulación » »
U Tanque de aire de 7 kgs. para maniobra, válvulas y herramientas.
V » » » de 1.6 Kgs. para cerrar las válvulas de inundación.
X Hidrómetro.

i)—Una bomba de aire o de cebado de las bombas principales (también puede cebarse la de contra incendios), de una capacidad de 1.280 litros min. con 60 cm. Hg. de presión, directamente acoplada sobre bancada de fundición a un motor eléctrico de 5 kw. y 1.450 r. p. m. (Esta bomba no se ve en la figura 2 porque como se dice más adelante está situada a unos 0'80 metros por debajo de la cubierta superior. Sin embargo se ve en la figura 5).

l)—Dos tanques de combustible de una capacidad de tres mts. cúbicos cada uno. Dos tanques de aire de cuatro mts. cúbicos para la maniobra de las válvulas y herramientas neumáticas. Un tanque de agua de refrigeración de tres mts. cúbicos.

m) Botellas de aire de arranque de los Diesel, tanques de aceite de engrase, filtros dobles de aceite de engrase y combustible y refrigeradores de aceite.

n)—Tres juegos de cilindros de aire de abrir las válvulas de achique de los tanques n.º 9 a

20 inclusive que corresponden a las pontonas centrales del dique n.º 3, 4 y 5.

o)—Dispositivos de maniobra de las válvulas de agotamiento de los mismos tanques anteriores, de la tubería de contra incendios, de las descargas de las bombas principales al mar e incomunicación de ambas.

p)—Por ultimo, se ha dispuesto un banco-armario con un tornillo para reparaciones urgentes, y un tablero con herramientas.

Esta descripción hecha ligeramente, vamos ahora a describir como se obtienen los distintos servicios del dique.

Tubería de achique e inundación.—En el plano de la figura 3.ª se ve en planta esta instalación, y en la figura 4.ª y 4.ª bis unos cortes de la misma así como las bombas y conexión con los motores eléctricos de accionamiento que se encuentran en la cámara de máquinas como se dijo antes en los apartados *f* y *g*. La especificación del contrato acuerda o dispone que la emersión del dique con un buque de 2.000 toneladas, no debe hacerse en un tiempo superior a 60 minutos. (En las pruebas oficiales se tardó tan solo 42 minutos). Para esta capacidad se han dispuesto las dos bombas principa-

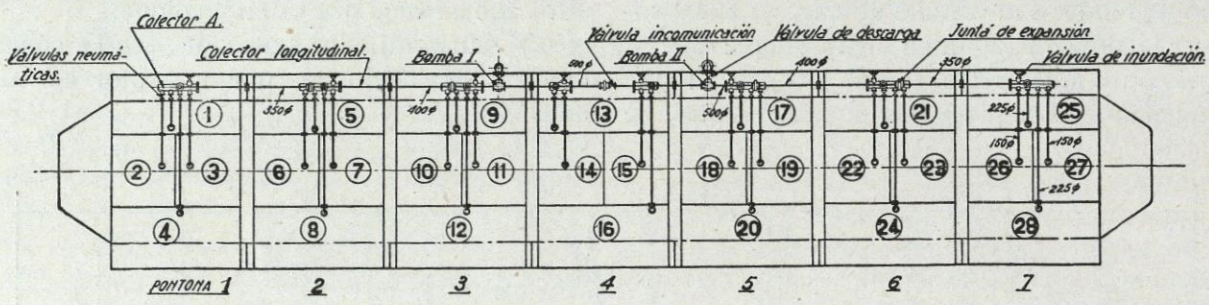


Fig. 3

Tubería de achique e inundación

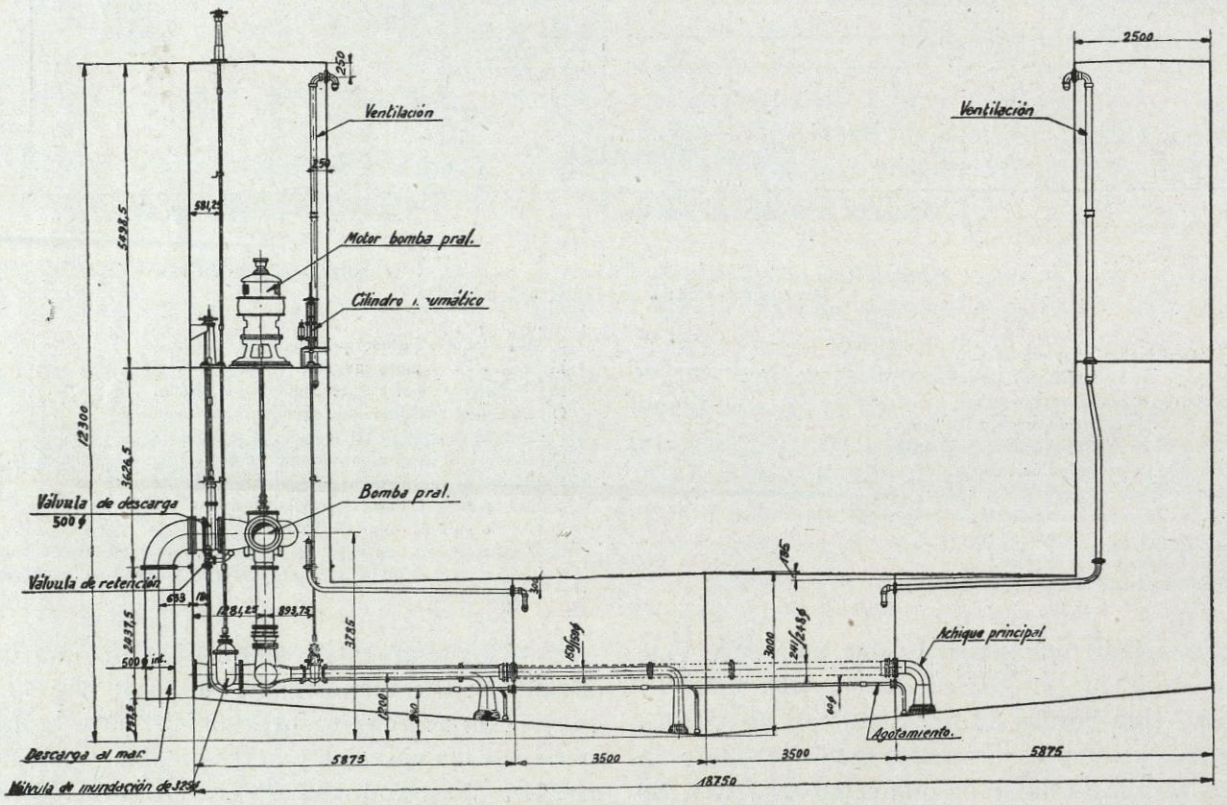


Fig 4

Cuaderna 46 (mirando de la núm. 0)

les centrífugas de doble rodete (unas 4.500 toneladas por hora), así como toda la instalación que demostró estar ampliamente calculada, y para una altura geodética de 4'72 mts. Fijándose en los planos de estas tuberías, se ve que cada compartimiento tiene una tubería de achique o inundación, y que las cuatro tuberías correspondientes a cada pontona, terminan en un colector A, el cual a la vez está conectado con un tubo vertical,—que lleva junta de expansión para facilitar el montaje y defenderse de las posibles flexiones del dique,—al colector general longitudinal el cual está en comunicación con el mar a través de las bombas. Este colector también lleva sus correspondientes juntas de expansión. Toda la tubería es de hierro fundido y las válvulas de tipo compuerta, de fundición también y guarnición de bronce.

Para los compartimientos extremos que tienen mayor cabida, el diámetro de la tubería es 225 m/m. y para los centrales de 150 m/m. Todos estos diámetros así como los del colector se han indicado en los citados planos. Se ve la válvula de incomunicación de las dos bombas que tiene por objeto incomunicar las pontonas de proa con las de popa cuando el achique se hace con las dos bombas, o dejar comunicadas todas las respiraciones cuando el achique se desea hacer con una sola bomba. Claramente se ve con la ayuda de los citados planos que cuando se desea inundar el dique se cierran las válvulas de descarga de las bombas y se abren las de inundación, que como se ven en los citados planos se accionan desde la cubierta superior y son accionadas a mano. Estas válvulas están todo lo bajo posible para que en el caso de máxima flotabilidad del dique, agotado completamente, siempre pueda el nivel del agua exterior cubrir estas entradas. Entonces, no hay más que ir abriendo las válvulas correspondientes a cada compartimiento (que son accionadas por aire comprimido) y que el operador irá maniobrando según le indiquen los aparatos de la caseta de maniobra. Para achicar se cierran las válvulas de inundación; se abren las descargas de las bombas y se maniobran las correspondientes a los tanques según vaya conviniendo.

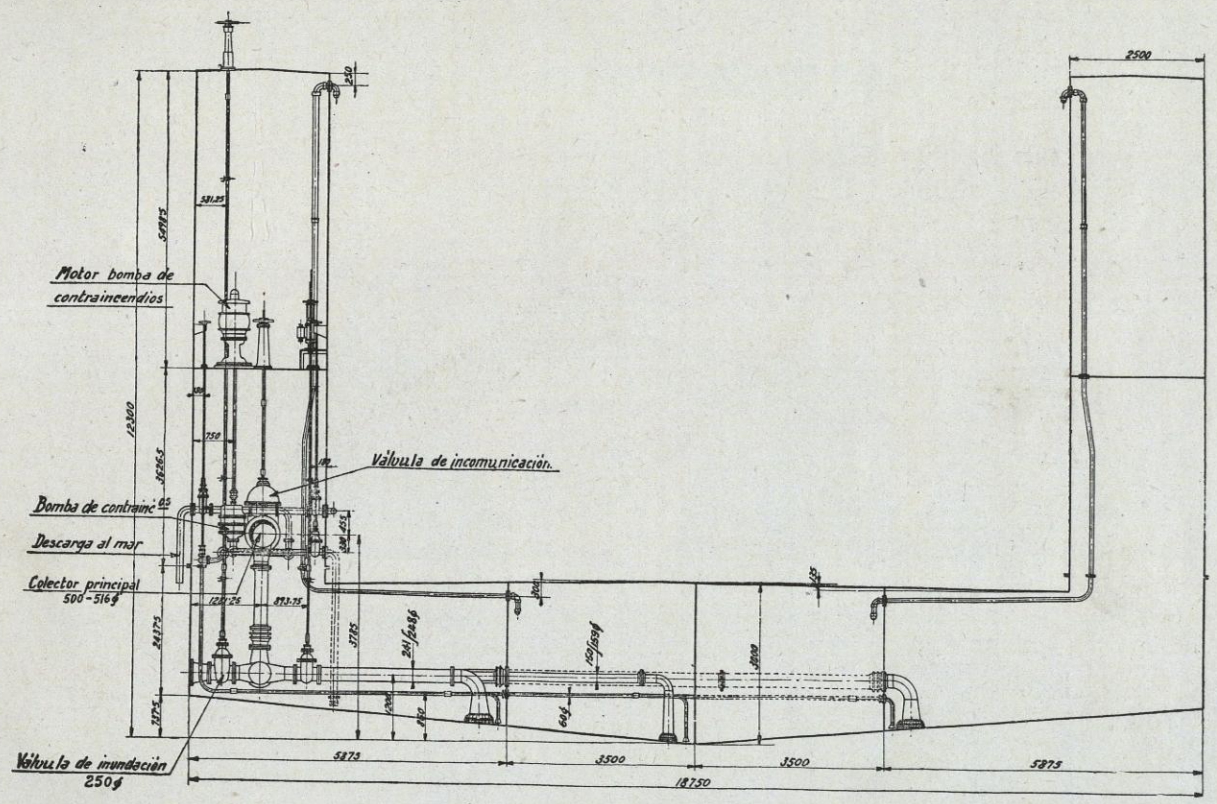


Fig. 4 (bis)

Cuaderna 66 (mirando de la núm. 9)

Tubería de agotamiento.—Además de la tubería de achique principal descrita, se ha dispuesto una tubería de agotamiento la cual tiene

por objeto vaciar o agotar completamente los tanques, ya que con las aspiraciones de la tubería de achique principal siempre queda una altura de agua en cada aspiración de unos 25 a 30 ctm.; pues si se quiere achicar más, con las bombas principales, se corre el peligro de que se desceben estas, debido al torbellino que se forma alrededor de cada chupón que da motivo a entrada de aire en la tubería. Esta tubería de agotamiento está dispuesta de un modo especial, y de tal forma que puede dejar un tanque materialmente seco sin peligro de descebamiento de la bomba. Para ello, esta bomba de agotamiento (que a la vez es de baldeo y contra incendios) tiene una aspiración del mar, y la descarga, que también va al mar, se hace pasar por un eyector cuya cámara al producirse el vacío aspira a través de la tubería de agotamiento que está co ectada a esta cámara, (véase el plano de la figura 5).

Cada compartimiento tiene una aspiración de 60 mm. de diámetro, y en cada una hay intercalada una válvula de retención antes de unirse al colector longitudinal que va al eyector. Estas válvulas se maniobran: Las de las pontonas 1 y 7 desde los compartimientos existentes entre la cubierta de seguridad y el taller y alojamiento del Ingeniero respectivamente; las de las pontonas 2 y 6, desde la cubierta estanca en los aligeramientos existentes en el cajón lateral; y las de las pontonas 3, 4 y 5 desde la cámara de máquinas. Todas se maniobran a mano.

Tubería de baldeo y contra incendios.—La bomba de agotamiento descrita anteriormente sirve al mismo tiempo para contra incendios y baldeo. Para ello no hay más que cerrar la válvula C del plano núm. 5 (esquema de las tuberías de cebado), que comunica con el eyector, y abrir la válvula B que comunica con la tubería de contra incendios y baldeo, y siempre, desde luego, teniendo abierta la de aspiración A. La descarga de esta bomba así, va a dos tubos de 70 m/m. de diámetro que corren a ambas bandas del dique por su interior, y a unos 40 cm. de la cubierta superior. Sobre estos tubos van cuatro válvulas de 60 mm. de diámetro que se manejan desde la citada cubierta, y siete ramales que descienden hasta una altura conveniente del plan del dique en cuyos extremos van otras tantas válvulas del mismo diámetro.

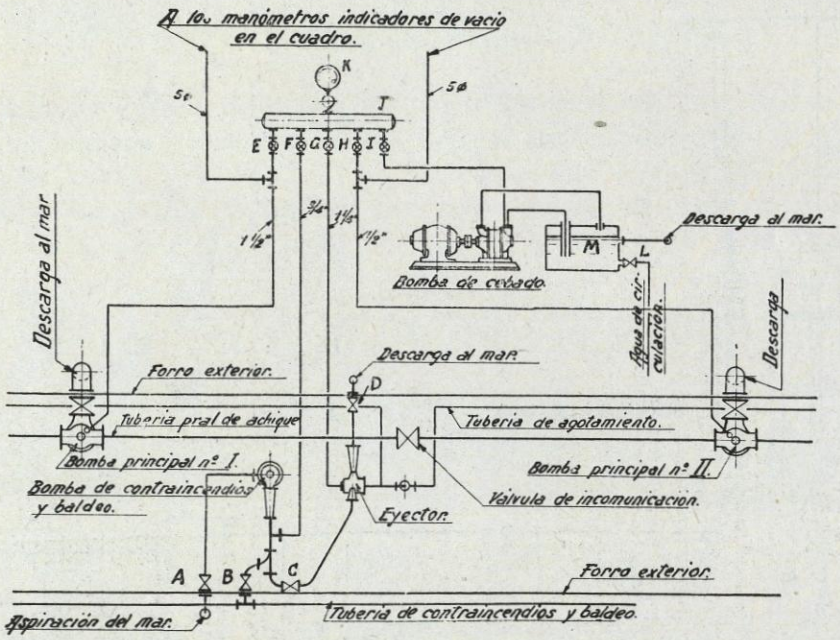


Fig. 5

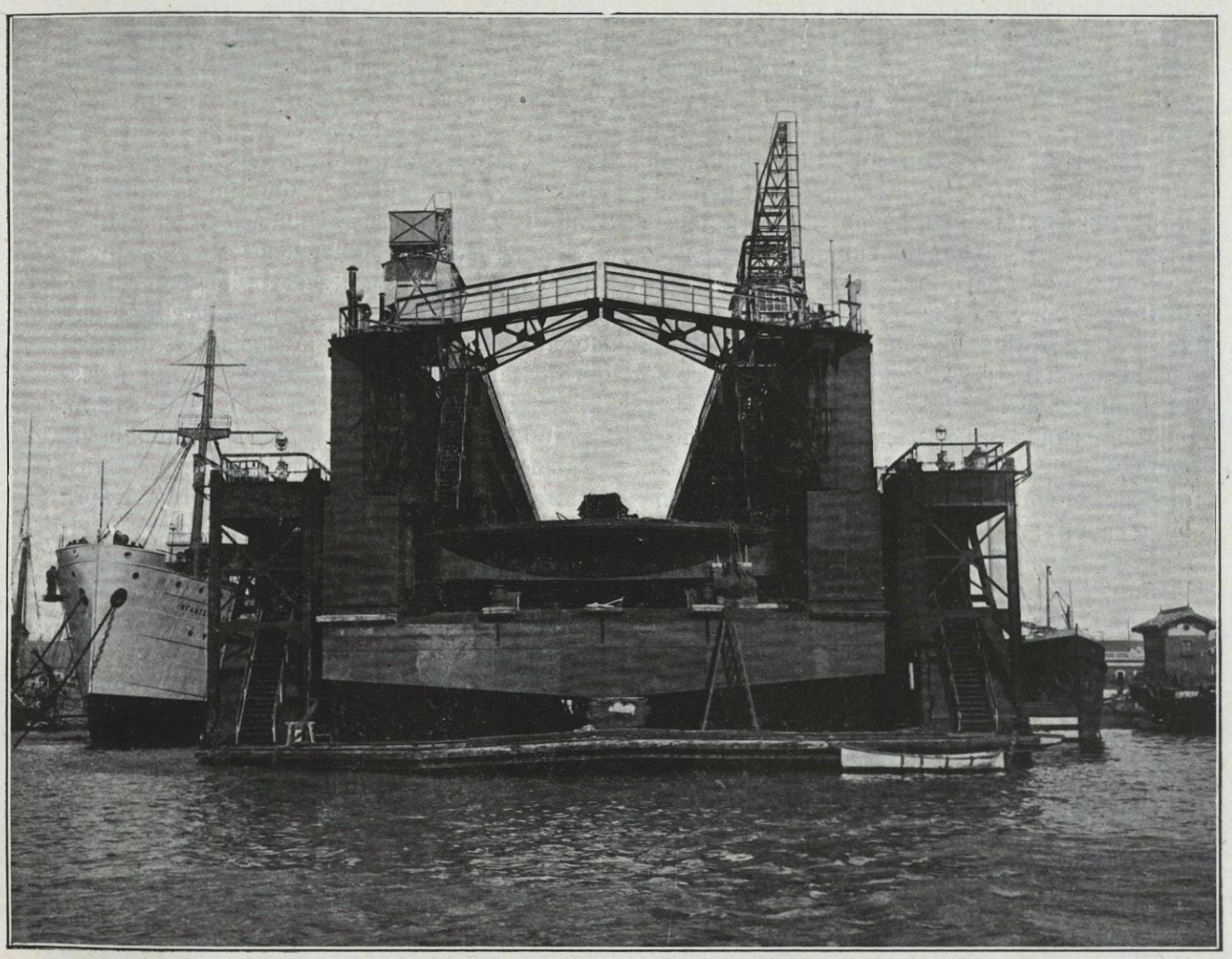
Esquema de tuberías de cebado

La bomba es vertical múltiple, de tres rodetes o células, de una capacidad por hora de 60 metros cúbicos con una altura de elevación manométrica de 50 mts. girando a 1.050 r. p. m.

Tuberías de cebado.—Generalmente el dique sumergido y el agua g avitando sobre las tuberías y las mismas bombas, es de suponer que no haya ninguna bolsa de aire en ellas, puesto que

al entrar el agua llenando los tubos, haya arrastrado este aire saliendo junto con el de los mismos tanques que se están llenando por los tubos de ventilación correspondientes. Pero en cambio, cuando las bombas estén sobre el nivel del mar, bien que se haya parado por alguna avería o una causa cualquiera, o bien que alguna aspiración de algún tanque haya tomado aire, es necesario cebar las tuberías; es decir, extraer este aire.

está situado en la caseta de maniobra y lleva un manómetro K. En seguida veremos que la bomba hace vacío que lo indicará este manómetro, y entonces abrimos las válvulas E y H que comunican con las cámaras de aspiración de las bombas principales. Si alguna o las dos no indican un vacío de por lo menos 40 ctm. lo cual veremos con los manómetros correspondientes instalados en el cuadro de maniobra y en el mismo K, debe tenerse en marcha la bomba



Fotografía núm. 2

El dique con su pontona sobre el dique de 4.500 toneladas propiedad de la «Unión Naval de Levante»

Esto se consigue de dos maneras: o bien con la bomba de cebado, o bien con el eyector haciendo funcionar la bomba de agotamiento. En el primer caso (véase la figura n.º 5) pondremos la bomba de cebado en marcha y abriremos la válvula I que comunica con el colector J que

hasta obtener este vacío o superior. En este caso debe abrirse un poco la válvula L de agua fría para renovar la de la caja de observación de la bomba. Esta agua viene de la tubería que va a refrigerar el motor Diesel n.º 2, del tanque de agua de circulación (véase la figura n.º 2).

Hay que tener en cuenta que la bomba está colocada a unos 11'50 metros de la quilla, parte inferior del dique, y como esta bomba hace muy bien un vacío de 55 a 60 ctm., resulta que cuando el dique tiene unos 4 a 4'50 mts. de calado, ya puede arrastrar agua, y entonces como la caja de observación es abierta, puede, al llenarse, caer a la cámara de máquinas.

Para hacer el vacío con el eyector pondremos la bomba de contra incendios en marcha abriendo las válvulas A. C. D., con la cual no hacemos más que aspirar agua del mar y descargarla al mar. Abriendo la válvula G veremos el vacío que hace el eyector; y abriendo las válvulas E y H veremos el vacío que tenemos en las bombas y seguiremos la marcha como en el caso anterior. El manómetro K a izquierda marca centímetros de vacío de 0 a 76 y a derecha, kgs. de presión de agua de 0 a 6 kgs. De forma que si cerramos todas las válvulas del colector J excepto la F que comunica con la descarga de la bomba, este manómetro nos indicará la presión de agua que nos da la bomba, bien sea cuando trabaje como agotamiento o bien como contra incendios y baldeo.

Observando las descargas de las bombas y el eyector, se sabe cuando las tuberías tienen aire, por la ebullición que forma el agua y burbujas de aire alrededor de los tubos de descarga de las bombas, y por un chorro blanco voluminoso en la descarga del eyector En cambio cuando las bombas van a plena carga es imperceptible la descarga, y el eyector echa un chorro más delgado y continuo, notándose a distancia como una columna de cristal.

Antes de parar la bomba de cebado debe cerrarse la válvula I, pues de lo contrario, si se descuida y se deja abierta, al quedar funcionando el eyector o las bombas principales en seguida desceban aquellas, arrastrando el agua de su cámara y de la caja M. Es más; puede incluso descebarse alguna de las bombas principales si están abiertas también las válvulas E y H, o por lo menos no trabajar a plena carga.

Para ello esta instalación reúne unas grandes ventajas. En el caso de que se haya descebado como se ha dicho, la bomba de vacío, puede fácilmente cebarse llenando su cámara y la caja M de la siguiente manera: Se pone en marcha la bomba de agotamiento aspirando y descargando al mar. Se abren las válvulas F e I y pronto se verá salir el agua por la descarga al mar de la caja M. Puede darse por cargada la bomba. Abriendo las válvulas F y G pueden cebarse el eyector y llenar todo el tubo colector, puesto que todas las válvulas de la tubería de agotamiento son de retención como se ha dicho.

Esto rara vez ha de hacerse, pero sin embargo sirve de ayuda a obtener mejor vacío el eyector. Tenemos más todavía. Mirando la figura n.º 2 vemos que en la tubería de contra incendios existe un ramal con válvula *b* que va al tanque de agua de refrigeración. Pues bien, en el caso de que se desceben las bombas de agua de refrigeración y de contra incendios, como nos ha ocurrido, es fácil cebarlas de la siguiente manera: si es la de agotamiento la descebada se pone en marcha la de refrigeración, cerrando la válvula de descarga *a* del tanque de dicha agua; se abre la válvula *b* que comunica dicho tanque con la tubería debaldeo y se abre la válvula B y la A del plano núm. 5 y en un momento se llenará la bomba de agua, así como la tubería de aspiración y en seguida puede ponerse en marcha en la seguridad de que estará cebada. Si por el contrario, es la bomba de refrigeración la que se ha descebado, se pone la bomba de contraincendios en marcha con el mismo orden de válvulas abiertas y cerradas que en el caso anterior.

De esta forma en caso de averiarse la bomba de refrigeración, puede hacerse el servicio con la bomba de contraincendios. Esto es uno de los buenos servicios que tiene el dique y por ello hemos insistido en su descripción.

(Continuará)

Tanteo de un remolcador

por Manuel G. de Aledo Ingeniero Naval

Un buque mercante no es verdaderamente apto para el servicio a que se destine más que cuando proporciona a su armador un interés aceptable, en relación con el capital en él invertido; no basta, pues, proyectarlo de modo que satisfaga cumplidamente las condiciones técnicas que exige todo buque y las especiales del servicio a desempeñar si no que es preciso, además, que el proyectista tenga una idea aproximada del resultado económico probable que pueda obtenerse con diversas soluciones, atendiendo principalmente a desplazamientos, velocidades y sistemas de propulsión, con lo que el armador podrá elegir con verdadero conocimiento, y no a capricho o por una comparación falta de base o fundada en casos que, realmente, no sean comparables.

Es, pues, deber elemental del proyectista efectuar un estudio de diversas soluciones y conveniencia del propio armador el no imponer condiciones innecesarias, que pudieran dificultar el trabajo de aquel y hasta obligarlo a separarse de las soluciones más acertadas.

Este estudio preliminar no exigirá ir hasta el proyecto definitivo, ya que es ilusorio pretender una exacta determinación de los resultados; basta un tanteo que permita determinar, groso modo, las características técnicas de cada solución y la comparación entre ellas, con lo que se llegará a tener una idea aceptable de la mejor o mejores y a conocer las bases para proyectar un buque bueno para el servicio a desempeñar. Lo expuesto hace comprender claramente la importancia de los tanteos preliminares para el proyecto de un buque, del acierto en los cuales depende la buena elección de todas sus características.

Son garantías de tal acierto: 1.º) una clara idea de las cualidades que deben reunir los buques de la clase del que ha de proyectarse; 2.º) el conocimiento de las condiciones exigidas para el servicio a que se le destine; 3.º) poseer un archivo de datos de experiencia referente a buques de la misma clase, datos que han de servir de punto de partida y de comparación para determinar las características del que se proyecte.

Cualquier clase de buque puede servir de ejemplo para hacer resaltar la conveniencia de los tanteos preliminares. Escogemos el de los remolcadores por su sencillez, ya que en ellos la velocidad en remolque y su desplazamiento vienen casi impuestos por el trabajo que más corrientemente hayan de efectuar y por el sistema de propulsión elegido, pudiendo decirse que queda este como la única variable que ha de influir en las diversas soluciones; pero, el caso tiene de interesante la decisiva influencia que esa variable ejerce en las demás características del buque, lo que hace resaltar su importancia. Esta decisiva influencia se explica bien fácilmente en cuanto se considera que un remolcador no debe ser más que un casco destinado, casi exclusivamente, a sustentar un aparato motor y cuanto su buen funcionamiento exija.

A.—Cualidades de los remolcadores

1.ª *Buenas condiciones marineras.*—Esta cualidad, tan necesaria en todo buque, lo es en alto grado en los que nos ocupan, particularmente en los de mar, por lo que han de proyectarse con amplias amuras y un buen castillo que, juntamente con una buena estabilidad, les permitirán aguantarse con toda clase de tiempos.

2.ª *Gran estabilidad.*—La inicial debe ser grande, no sólo para satisfacer la condición anterior, si no también para que el buque pueda contrarrestar con ella el momento de escora debido a la tracción del remolque cuando éste trabaja más o menos por el través; así mismo, para no aumentar este afecto, el gancho de re-

molque ha de estar lo más bajo posible, lo que exige poca obra muerta desde él hasta popa.

El valor inicial de $\rho - a$ suele ser en estos buques de 0,^{m} 55 a 0,^{m} 75 y, como quiera que la eslora y calado vienen casi impuestos por otras condiciones, esta de la estabilidad debe servir para la determinación de la manga.

3.ª *Buen gobierno.*—Esta cualidad la poseen, generalmente, esta clase de buques cuando navegan solos; por ser cortos en relación a su tonelaje; pero para que no la pierdan cuando remolcan es necesario que el gancho se sitúe hacia el centro del buque, para que el remolcado influya lo menos posible sobre el gobierno del remolcador.

4.ª *Poca resistencia a la marcha.*—La potencia necesaria para la marcha del remolcador, cuando remolca, puede estimarse como perdida y, por tanto, conveniente hacerla lo menor posible; la resistencia R_r correspondiente (casco con apéndices y efecto de succión), cuando el buque navega a la velocidad normal de remolque puede expresarse por la fórmula

$$R_r = A \,.\, D_r \,.\, u^2_r \text{ Kgs.}$$

siendo:

A = coeficiente comprendido entre 0,25 y 0,35, a determinar por comparación;

D_r = desplazamiento del remolcador en toneladas métricas;

M_r = velocidad relativa en remolque = $V_r : D_r^{1/6}$ con

V_r = velocidad normal de remolque $\backsim$ 0,4 a 0,7 $\times$ V con

V = velocidad del remolcador solo, a toda fuerza.

Las velocidades normales de remolque V_r son siempre inferiores a la crítica y A, por tanto, varía poco en un remolcador aún con remolques muy distintos; y, como quiera que la relativa u_r rara vez pasa del valor 3, resulta que la resistencia de rozamiento es la preponderante y como, por otra parte, la resistencia a la marcha del remolcador es pequeña ante la del remolcado en los remolques normales, no hay ventaja en aumentar la eslora del primero ya que con ello pudiera, incluso, aumentarse su resistencia remolcando. Por esta razón no parece conveniente dar a la eslora entre perpendiculares E del remolcador más valor que el exigido por la distribución interior, con lo que se tienen buques cuyo coeficiente de eslora

$$e = E : D^{1/3}$$

está comprendido entre 4 y 5, pasando rara vez de este último valor. En cuanto a la eslora total es, a veces, hasta un 8 % superior a la antes considerada, debido principalmente a la forma en bovedilla de la popa, exigida por la conveniencia de alejar, en lo posible, el riesgo de que el remolque se enrede en la hélice.

Ya se ha dicho que las velocidades normales de remolque son inferiores a la crítica, pudiéndose tomar para valor aproximado de ellas el de 0,6 veces la máxima del remolcador solo. Esta, en cambio, es siempre superior a la crítica y únicamente por ello pudiera convenir aumentar la eslora, para obtener así un mayor valor de aquella; pero tal proceder parece equivocado ya que, a cambio de un pequeño aumento en el andar del remolcador solo, se incrementaría la fracción, ya importante, del peso de casco y se obtendría un buque aún más enquillado de lo que ya lo son los de esta c ase, cuyo coeficiente prismático

$$\alpha = \frac{W = D : 1{,}026}{E.\ M.\ C.}$$

es pequeño (de 0,45 a 0,55) y ha de variar casi inversamente con E, puesto que la manga M depende, en parte, de la estabilidad y el calado C de la hélice.

5.ª) *Hélice apropiada.*—El buen aprovechamiento de la potencia de máquina en remolque dependen, esencialmente, de la adoptación de una hélice conveniente; ésta debe tener todo el diámetro compatible con el calado y las revoluciones (si están impuestas), no conviniendo pasar de una relación

$$h = \frac{H_e}{d} = 1{,}1$$

del paso efectivo al diámetro, por que al aumentarla se disminuye el poder de tracción al arranque; claro es que ha de elegirse la de mejor rendimiento, por lo que se recomienda adoptar valores f de la relación de superficie desarrollada al círculo circunscrito que no excedan de 0,5, así como sumersiones no inferio-

res a 40 c/m para evitar la cavitación a las velocidades normales de remolque; finalmente, convienen en general las hélices elípticas de tres o cuatro palas.

Las condiciones de buena sumersión de la hélice y diámetro lo mayor posible conducen a un calado relativamente grande, de modo que para no llegar a uno excesivo y, por tanto, un buque exageradamente enquillado, hay que adoptar diferencias de calado hasta del 6 % de la eslora. Estas consideraciones hacen ver por qué la hélice es la que determina, aproximadamente el calado, y por qué se debe recurrir a instalarlas bajo bóveda cuando aquel está demasiado limitado por los lugares en que el buque ha de trabajar.

6.ª) *Aptitud para el remolque.*—Es evidente la necesidad de que estos buques sean capaces de remolcar, en buenas condiciones, el mayor número posible de buques o artefactos de distintos tonelajes y, especialmente, los que más corrientemente precisen de sus servicios.

7.ª) *Amplio poder de remolque.*—Esta cualidad supone el mejor aprovechamiento posible, para remolcar, de la potencia instalada, particularmente en las arrancadas como se exige, por ejemplo, para desatracar un buque de gran porte. El poder de tracción se favorece con una tensión continua y sin sacudidas en el remolque, a lo que contribuye: 1) un par motor lo más regular posible; 2) un remolque largo, pecando más bien por exceso que por defecto, por cuanto ello aleja el remolcado de la estela del remolcador y porque la catenaria que se forma hace el mismo efecto que una larga cadena fondeados, absorviendo las variaciones de tensión debidas al aparato motor y, sobre todo, al oleaje, de modo que se ha observado un aumento aproximado del 10 % en el poder de tracción cuando el remolque pasa de tener 2 ó 3 esloras de remolcador o tener 6 ó 7; 3) la buena proporción del remolque, en el sentido de darle una longitud tal que remolcado y remolcador se situen simultáneamente, en crestas o senos de las olas, pues cuando así no sucede tienen lugar violentos estrechonazos y la faena se efectúa en muy malas condiciones marineras.

En aguas tranquilas, el máximo poder de tracción se consigue abarloando remolcado y remolcador.

A la velocidad normal de remolque se necesitan de 90 a 100 caballos efectivos (en el eje de la máquina) por tonelada de tensión del remolque, comprendiendo la potencia necesaria para la marcha del remolcador.

8.ª) *Robustez.*—El servicio de un remolcador es rudo y, en ciertos períodos de él, exige un desusado número de maniobras del buque y de su aparato motor, con el consiguiente riesgo de averías. Una gran robustez de todas sus partes es, pues condición indispensable y que debe completarse, en cuanto al casco, con gruesos cintones de madera, defensas fijas a proa y popa y móviles para donde se precisen.

9.ª) *Facilidad de reemplazos y reparaciones.*—La necesidad de que el remolcador esté siempre dispuesto para entrar en servicio exige gran facilidad para reemplazos de materias de consumo, pertrechos, etc.; asimismo, el rudo trabajo a que se someten estos buques causa frecuentes averías y es preciso procurar, para evitar detenciones, que las pequeñas puedan repararse rápidamente y, si es posible, sin interrumpir el servicio.

10.ª) *Rapidez para entrar en servicio.*—Esta cualidad es muy de tener en cuenta por la urgencia con que, a veces, se reclaman los servicios del remolcador; serán, pues, recomendables aquellas soluciones con las que se satisfaga esta condición con el menor coste.

11ª) *Seguridad de maniobra.*—El servicio de un remolcador exige maniobras frecuentes, hasta el punto de haberse comprobado un promedio de seis órdenes a la máquina, por minuto, cuando se dan o largan remolques a barcazas. Se comprende, sin llegar a caso tan extremo, la importancia de facilitar las maniobras, dando al Capitán la seguridad de ser bien interpretadas sus órdenes por la máquina y la conveniencia de reducirlas en lo posible, para no fatigar la atención del personal y disminuir las probabilidades de avería.

12.ª) *Facilidad de manejo y flexibilidad de la maquinaria.*—Es importantísimo que la máquina responda rápidamente y sin equivocaciones a las órdenes del puente, ya que la lentitud o el error en cumplimentarlas pueden ser causa de graves perjuicios para el buque, cuyas averías en el caso de los remolcadores puede estimarse que son debidas, en un 40 %, a estas causas.

Asimismo, dadas las muy variadas condiciones en que trabaja un remolcador (desde solo a poca fuerza a toda ella con un remolque) exigen que la maquinaria responda, en tan va-

riadas circunstancias, dando el mejor rendimiento posible y adaptándose al trabajo en cada caso particular.

13.ª) *Buenas condiciones de trabajo para la dotación.*—Es esta una cualidad importante en todo buque y más en remolcadores, en los que la dotación está obligada a un trabajo intenso; todo lo que tienda a facilitarlo ha de redundar en beneficio del armador, quien se verá así menos expuesto a conflictos sociales y podrá reclutar para su buque los mejores hombres en todas las categorías.

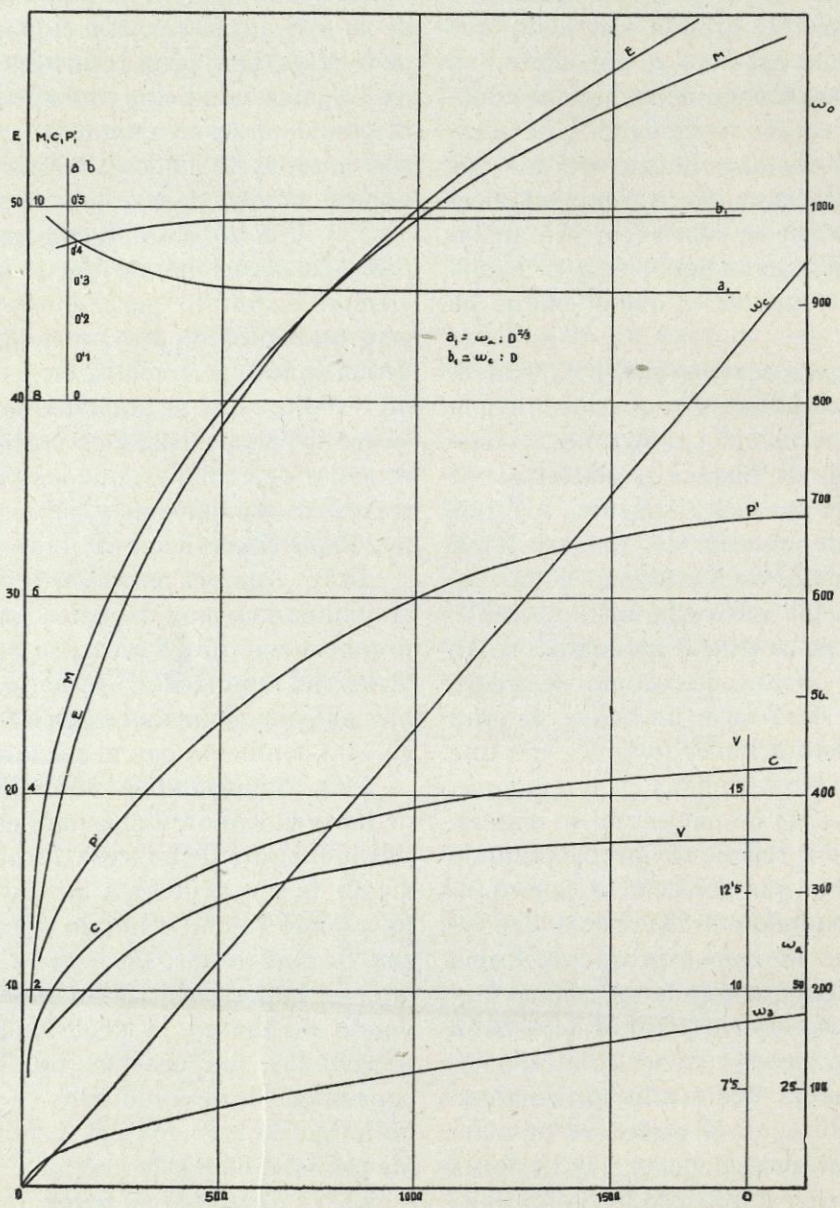


Fig. 1

Características medias de remolcadores en función del desplazamiento D.

E = Eslora entre perpendiculares.
M = Manga máxima.
C = Calado medio.
V = Velocidad normal del remolcador solo(con máquina de vapor.)
P = Puntal.
ω_c = Peso del casco y sus accesorios.
ω_a = Peso de servicios auxiliares, dotación, etc.

14.ª) *Economía de explotación.*—Esta cualidad puede considerarse como la resultante de todas las que posee el remolcador, bien entendido que el armador inteligente preferirá aquel

que le proporcione mayor interés al capital invertido y no se dejará guiar, solamente, por el precio de adquisición, consumo de combustible u otras cualidades tenidas en cuenta independientemente, ya que una elección fundada sólo en alguno o algunos de esos motivos puede resultar equivocada.

B) Condiciones del servicio

Las condiciones del servicio para que se proyecta un remolcador pueden clasificarse en generales y especiales. Las primeras son:

1.ª—Tipo del remolcador, es decir, servicio a que principalmente se destine como puerto, mar, etc., dato que ha de influir en su proyecto.

2.ª—Forma en que ha de desempeñar sus servicios, es decir, si este va a ser contínuo o intermitente y, en este caso, una idea del tiempo de trabajo y manera como este ha de desarrollarse.

3.ª—Alojamientos necesarios, ya que esta condición influye notablemente en la distribución interior, afectando a la eslora y, por tanto, a todas las demás características del casco.

4.ª—Radio de acción u horas para que ha de preverse de materias de consumo, especialmente de máquina.

5.ª—Máxima tensión normal del remolque, cuyo conocimiento es necesario para determinar la fracción f de superficie desarrollada de la hélice y demás elementos de esta. Dicha tensión es un dato que ha de proporcionar el armador o, al menos, los mayores remolques que, corrientemente, ha de servir el buque y que constituyen el dato base para todo el proyecto, puesto que con él se ha de calcular el aparato motor. La velocidad de remolque debe tomarse igual, sobre poco más o menos, a la correspondiente a la potencia de máquina que sea preciso instalar.

Siempre que sea posible, las anteriores condiciones son las únicas que deben especificarse,

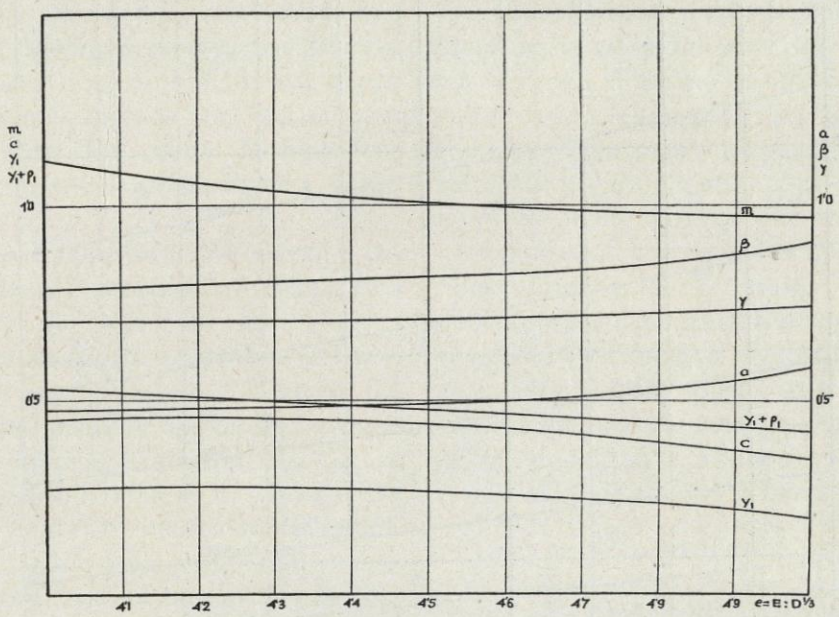


Fig. 2

Características medias de los cascos de los remolcadores en función del coeficiente de eslora $e = E : D^{1/3}$

$$\alpha = \frac{W}{E.M.C.} \quad \beta = \frac{\sigma}{M\,C} \quad \gamma = \frac{\Sigma}{e\,m}$$

$$m = M : D^{1/3} \qquad e = C : D^{1/3} \qquad \gamma_1 = \gamma : D^{1/3}$$

$$\gamma_1 + \rho_1 = (\gamma + e) : D^{1/3}$$

Altura del c. g. de los pesos $\omega c + \omega a$ sobre la línea de agua

$0 = g \sim 0.7 \times$ puntal.

que al proyectista corresponde determinar las soluciones en cada caso y sus diversas características, para que con ellas y un aproximado estudio económico pueda el armador elegir la que crea más conveniente.

Las condiciones especiales pueden ser variadísimas e impuestas por circunstancias que deban ser tenidas en cuenta como corrientes, sondas, lugares de atraque, etc., o por el capricho del armador que cree, a menudo, mejorar con ello el buque. Sea como sea, el proyectista ha de tener unas y otras en cuenta, aunque a veces le obliguen a separarse de una buena solución. Las corrientes, por ejemplo, imponen un

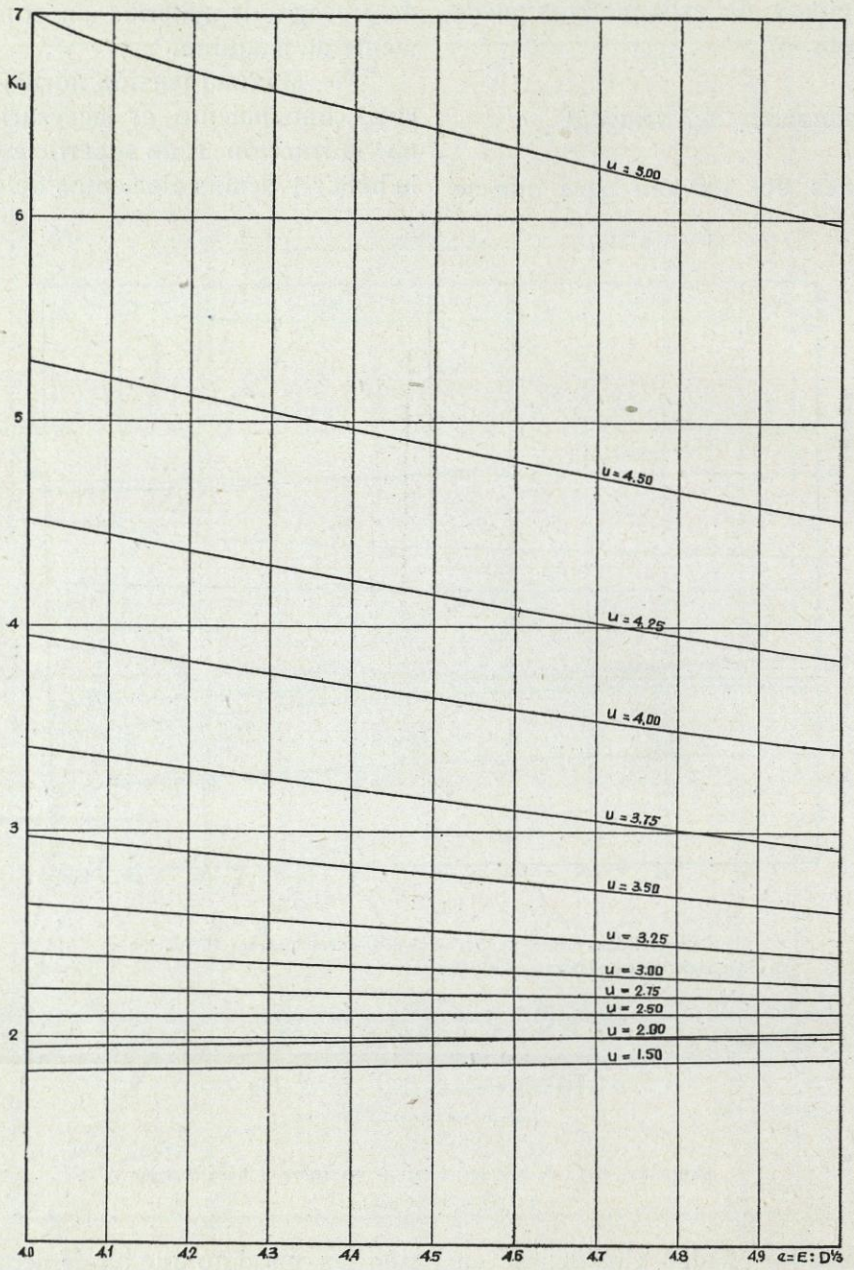


Fig. 3

Características medias de los cascos de remolcadores.
Valores del coeficiente de casco Ku (referido a la potencia útil de la hélice) en función del coeficiente de eslora e y para diversos valores de la velocidad relativa $u = V : D^{1/6}$.

aumento en la velocidad normal de remolque que, generalmente, será igual a 1/3 de la máxima de aquellas.

C) Datos de experiencia

El conocimiento de estos datos es indispensable para abreviar los tanteos y para tener una idea aproximada de las características del buque que se va a proyectar; bien entendido que no debe irse más allá en la utilización de tales datos pues, salvo el caso de disponer de los de un remolcador análogo y proyectado para análogos servicios, los que se dan son promedios de los de buques existentes de diversos tipos y empleados en servicios muy distintos, razón por la que los mismos tanteos han de aconsejar, en la mayoría de los casos, la modificación de las características primeramente adoptadas.

Los datos de que se trata se refieren a las características de los cascos y de los aparatos motores.

1.) *Características de los cascos.*—Del examen de bastantes remolcadores se deducen las curvas de la figura 1, dando los valores promedios, en función del desplazamiento D, de, la eslora entre perpendiculares E; manga M; calado medio C; puntal P'; velocidad del remolcador V a toda fuerza y navegando solo, cuando su aparato motor es de máquina alternativa con calderas cilíndricas quemando carbón; del peso de casco con sus accesorios ω_c; del de servicios auxiliares, efectos del buque, etc. ω_a; y de los coeficientes de estos pesos para la ecuación de desplazamiento

$$a_1 = \omega_a : D^{2/3} \qquad b_1 = \omega_c : D$$

El examen de estas curvas hace resaltar una consecuencia importante para los tanteos y es que el peso $\omega_a + \omega_c$ es, aproximadamente, igual a la mitad del desplazamiento o al de las restantes partes del buque (aparato motor y sus materias de consumo); de modo que conocido este peso p_m del aparato motor y sus materias de consumo, se tiene para el desplazamiento

$$D \backsimeq 2 \times p_m$$

Una de las características que es indispensable conocer, aproximadamente, es la resistencia a la marcha del remolcador, variable con su desplazamiento y formas. Si P es la potencia necesaria para remolcar un casco limpio (sin apéndices) de desplazamiento D y a la velocidad V y K es su coeficiente de casco, se sabe que

$$P = K.\ D^{2/3}\ .\ V^3\ .\ 10^{-3}$$

con $K = K_r + K_f$ y $K_r =$ coeficiente de rozamiento variable con D y las formas y $K_f =$ coeficiente de formas dependiente de estas.

Si se trata de buques semejantes y para las mismas velocidades relativas, K_r varía poco con el desplazamiento y, aun en los de formas dististas, la variación no es de gran importancia si tienen el mismo coeficiente de eslora. Resulta de lo expuesto que puede admitirse $K = K_f + K_r$ como independiente del desplazamiento y variable solo con aquel coeficiente de eslora, con un error que no puede afectar los resultados aproximados que se necesita conocer en un tanteo. Tendremos así, que se pueden expresar las características medias de los remolcadores, incluso el coeficiente de casco, en función del de eslora y en la fig. 2, se dan los valores del coeficiente de manga $m = M : D^{1/3}$, calado $c = C : D^{1/3}$, altura del centro de presión $\gamma_1 = \gamma : D^{1/3}$ altura del metacentro $\gamma_1 + \rho_1 = (\gamma + \rho) : D^{1/3}$, maestra $\beta = \dfrac{\sigma}{M\ .\ C}$ flotación $\gamma = \dfrac{\Sigma}{E\ .\ M}$ y prismático $\alpha = \dfrac{W}{E.\ M.\ C}$, siendo $\sigma =$ área de la maestra y $\Sigma =$ área de la flotación.

La resistencia del casco viene dada por la expresión

$$R_r = 0{,}146.\ K.\ D^{2/3}\ .\ V^2 = 0{,}146.\ K.\ D.\ u^2$$

y para pasar de esta a la total teniendo en cuenta la de apéndices y la succión bastará sustituir K por K_u
siendo

$$K_u = K\ (1 + 0{,}015.\ n)\ (1 + 0{,}56\ \alpha - 0{,}21)$$

con
$n =$ número de apéndices y

$$\alpha = \text{coeficiente prismático} = \frac{W = D : 1{,}026}{E.\ M.\ C.}$$

En la fig. 3 se dan, en función del coeficiente

de eslora, los valores de K_u para diversas velocidades relativas $u = V : D^{1/6}$.

La diferencia de calados ya hemos dicho que llega a valer, a veces, 6 % de la eslora; el puntal varía en los remolcadores de 1,3 a 1,6 veces el calado medio; y la altura del centro de gravedad del buque (sin aparato motor ni sus materias de consumo) puede aceptarse que está a 0,7 × puntal sobre la línea de agua cero.

Los valores K_u del coeficiente de casco, referido a la resistencia total del remolcador, dados por la fig. 3, pueden considerarse suficientemente aproximados para las velocidades normales de remolque, que corresponden a relativas $u < 3$, generalmente; para el remolcador solo o con pequeños remolques y, sobre todo, a toda fuerza no son de tanta confianza por la incertidumbre en las curvas para valores de la velocidad superiores a la crítica, pero como entonces K_u crece muy rápidamente, bastará cuando se trate de la máxima con disminuir en un 1/4 de milla la que se deduzca de la aplicación de las curvas para

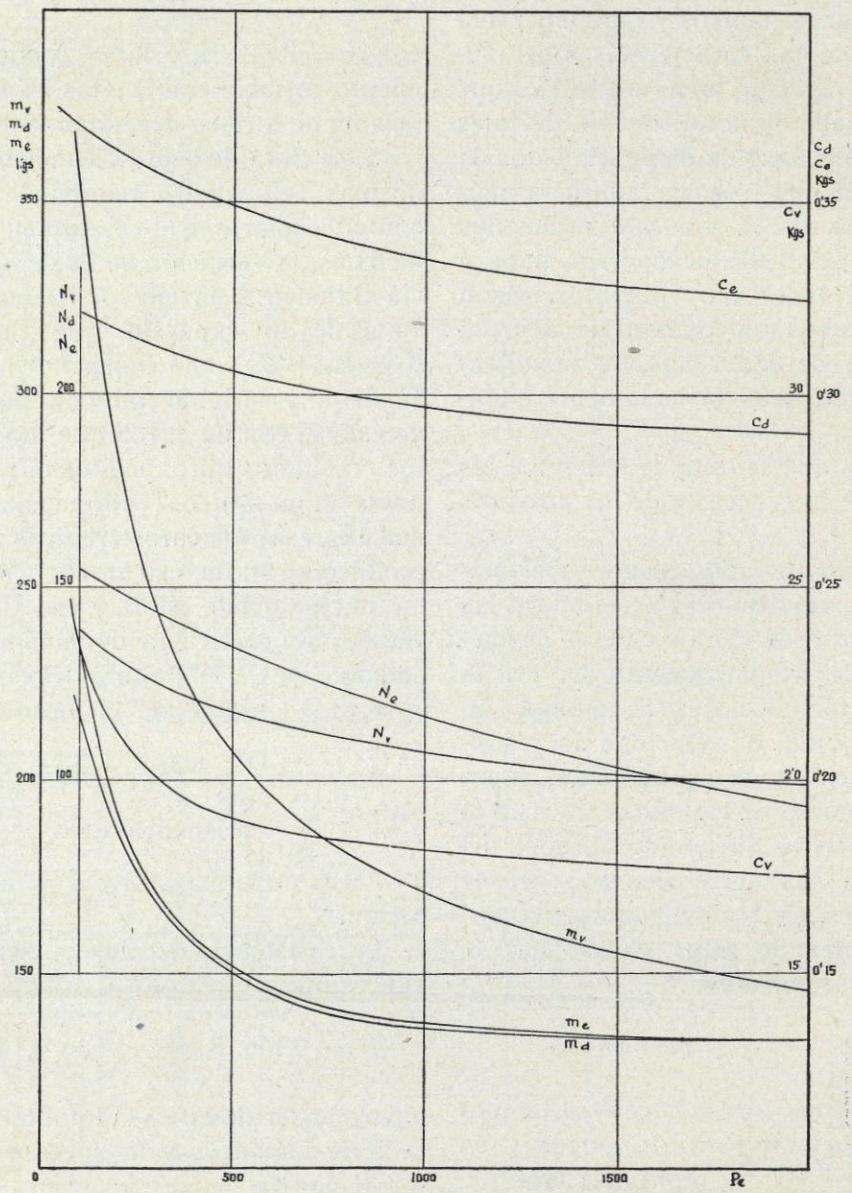


Fig. 4

Caracteristicas medias de los aparatos motores para remolcadores:
Alternativas de vapor m_v = peso por He - Cv consumo por HPe Nv revoluciones.
Diesel directo m_d » » Cd » » Nd »
Diesel eléctrico m_e » » Ce » » Ee »

tener un valor muy aproximado y, probablemente, por defecto.

2.) *Características de los aparatos motores.*—Se refieren, principalmente, al peso y consumo por caballo efectivo (en el eje) respecto a: alternativas de vapor con calderas cilíndricas quemando carbón; motores Diesel directamente acoplados, de cuatro tiempos simple efecto consumiendo Diesel-oil; y Diesel eléctrico a corriente continua con motores Diesel también de cuatro tiempos simple efecto quemando Diesel-oil. Estos son los únicos tipos de aparato motor que, hoy por hoy, parecen convenir a los remolcadores, por su robustez.

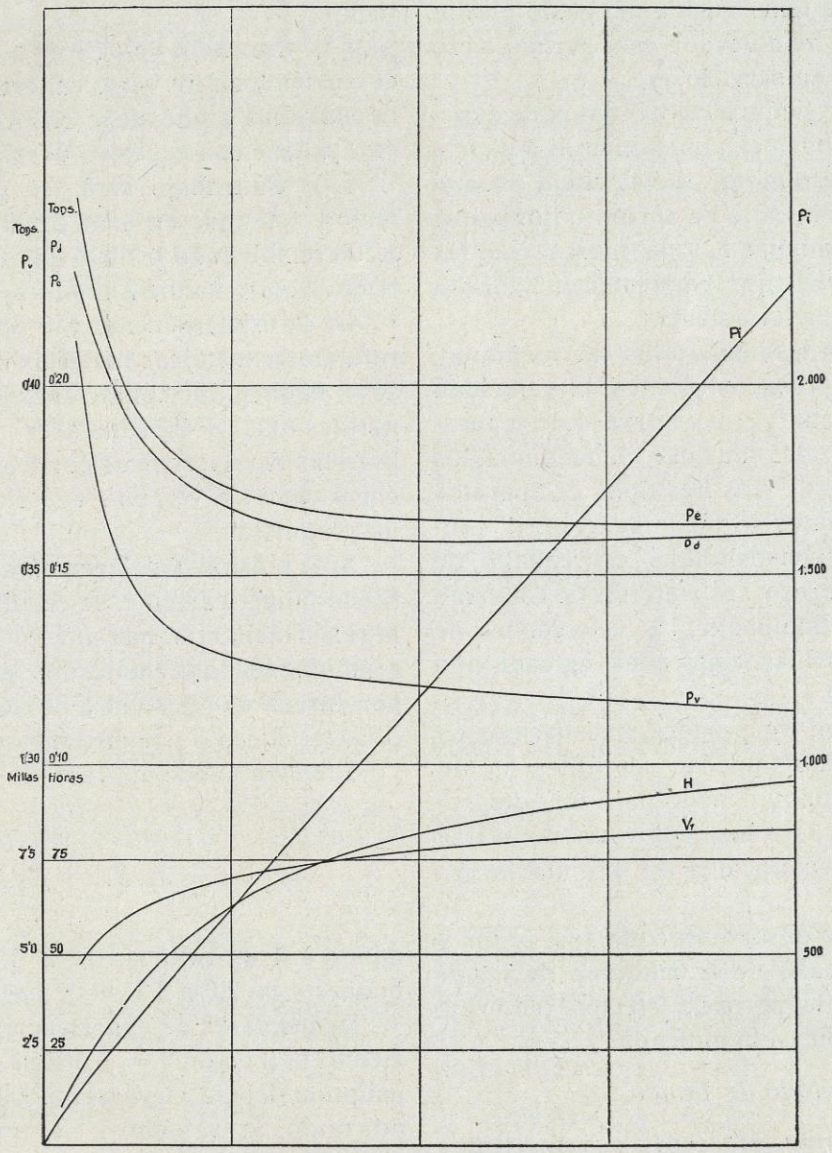


Fig. 5

Características medias de los aparatos motores para remolcadores.
Pi = Potencia indicada en las alternativas de vapor.
H = Horas de repuesto de materias de consumo de la máqnina.
Vr = Velocidad normal de remolque ≈ 0,6 . V.
Pesos totales por HPe { Pv = alternativos de vapor con caldera cilíndrica. Pd = Diesel directo. Pe = Diesel eléctrico.

En cuanto a pesos, sabido es cuan variables son con las revoluciones y la casa constructora, de modo que los datos solo son promedios, en los que se incluyen las piezas de respeto, chi-

meneas, etc., y refuerzos especiales del casco en el caso del Diesel directo y eléctrico.

Respecto a consumos, también varían algo con las revoluciones y la casa constructora, habiéndose tomado valores, tal vez, algo excesivos y que se han aumentado además en un 20 % para reserva y para tener cuenta del gasto producido mientras el remolcador está parado, pero listo para entrar en servicio.

Finalmente y deducidos de datos de experiencia se dan también, en función de la potencia efectiva del aparato motor, la velocidad normal de remolque y el radio de acción u horas que el buque puede trabajar a toda fuerza con las materias de consumo que, corrientemente, llevan a bordo según aquella potencia.

En las fig. 4 y 5, se hallan las curvas dando, en función de la potencia efectiva: la velocidad normal de remolque V_r; las horas H de repuestos de materias de consumo de máquina; los pesos por caballo de los tres tipos de aparatos motores de que antes se hizo mención; el consumo en kgs.; los pesos totales, por caballo, de los aparatos motores y sus materias de consumo para H horas, y, finalmente, las velocidades de rotación más usuales empleadas en cada tipo de aparato motor.

Aún a trueque de pesadez, insistiremos en que todos estos datos pueden ser útiles en un tanteo, pero de ningún modo para un anteproyecto o proyecto, para los cuales han de usarse los directamente conocidos de la instalación motriz elegida.

También ha de observarse que los pesos y consumos en el caso de la máquina de vapor están referidos a la potencia efectiva (en el eje de la máquina) y no a la indicada.

Método de tanteo

Expuesto cuanto antecede, examinaremos un procedimiento para llevar a cabo los tanteos preliminares en un proyecto de remolcador. En lugar de un estudio general de la cuestión parece más claro hacerlo sobre un caso particular, para lo que escogeremos un tipo de buque de esta clase de los más usados, es decir, un remolcador de 600 a 700 caballos efectivos (en el eje del aparato motor). Supondremos que no se impone condición ninguna especial, ni por los lugares en que haya de trabajar ni por el armador y que las generales que ha de satisfacer sean las siguientes:

1.ª) El tipo de embarcaciones a remolcar más corrientemente es tal que la tensión normal de remolque puede tomarse T ∽ 6,5 Tns.

2.ª) El remolcador trabajará, generalmente en puerto o bahía.

3.ª) Deberá llevar alojamientos para la dotación.

4.ª) Su radio de acción, a toda fuerza, será el corriente en los remolcadores de su potencia de máquina pudiéndose reducir en el de vapor si resultase con excesivo desplazamiento.

5.ª) Su trabajo será, en general, intermitente y estimado en unas 2.500 horas anuales, 1.500 remolcando y 1.000 en demanda de los buques o artefactos a remolcar.

De la primera condición se deduce el aparato motor; este, las materias de consumo que se le asignen, las condiciones 2.ª y 3.ª y las generales que ha de satisfacer todo remolcador fijan las características con bastante precisión como vamos a ver, una vez elegido el sistema de propulsión.

Si la tensión T del remolque normal no es fijada numéricamente, se calcula determinando la resistencia a la marcha (a la velocidad de remolque) de los remolcados; por comparación, por curvas de resistencia de cascos de análogas características o por otro método cualquiera.

También puede aplicarse la fórmula

$$T = A.\ D^{2/3} \sqrt[3]{\frac{M.\ V.^7}{E^2}}$$

dando a A un valor de 0,8 a 1,0 si se trata de buques y de 2,0 a 2,5 si de barcazas cargadas.

De los datos de experiencia se deduce que, siendo la tensión T = 6,5 tons. la potencia de máquina deberá elevarse a 600 ó 650 HP_e y, por tanto, la velocidad de remolque será de unas 7,2 millas. Conocido el peso del aparato motor y sus materias de consumo, el desplazamiento D será, aproximadamente, igual al doble con lo que se tendrá un valor de esta característica que permite adoptar coeficientes de pesos para la ecuación de desplazamiento, que se escribirá:

$$D = b_1 . D + a_1 . D^{2/3} + \left[\frac{K_u . D^{2/3} . V_r^{\ 3}}{10^3 . \eta} + \frac{T . V_r \times 0{,}514}{75 . \eta}\right] (m + c\ H) \qquad (1)$$

b_1 = coeficiente para peso de casco y sus accesorios, disponible, etc.

a_1 = coeficiente para peso de servicios auxiliares, efectos del buque, etc.

V_r = velocidad normal de remolque.

m = peso por caballo del aparato motor, en tns.

C = consumo por caballo del aparato motor, en tns.

H = horas de radio de acción, a toda fuerza.

K_u = coeficiente de casco referido a la resistencia total.

η = rendimiento combinado de eje y hélice.

Conocida, aproximadamente, la potencia de máquina y fijado, en cada caso, el tipo de aparato motor, se conocen sin gran error los valores de m, C y H así como V_r; de los coeficientes a_1, b_1 y de las dimensiones del remolcador se tiene una idea bastante exacta por el valor aproximado que se conoce de D; se puede, pues hallar el coeficiente de eslora $e = E : D^{1/3}$ y la velocidad relativa $u_r = V_r : D^{1/6}$ y por tanto K_u; finalmente, dándose el rendimiento η de la hélice se tienen todos los elementos para resolver la ecuación (1) y hallar el valor del desplazamiento D. Un par de tanteos bastarán para llegar a datos suficientemente exactos para el estudio que nos proponemos.

Remolcador eléctrico.—Si suponemos el peso de máquina de acuerdo con el dado para p_e en la fig. 5 e igual a 0,1685 tns. por caballo y la potencia de 625 HP_e, será

$$V_r = 7{,}2 \text{ y } D = 2 \times 625 \times 0{,}1685 = 210 \text{ Tns.}$$

De la fig. 1, se deduce para la eslora entre perpendiculares E $\backsim$ 26^m, luego $e = 26 : 210^{1/3} = 4{,}38$ $u = 7{,}2 : 210^{1/6} = 2{,}95$ y $K_u = 2{,}35$ (figura 3) y de la figura 1.ª se deduce

$$a_1 = 0{,}363 \qquad b_1 = 0{,}43$$

y tomando para rendimiento de ejes y hélices $\eta = 0{,}56$ la ecuación de desplazamiento se escribe

$$D = 0{,}43 \,.\, D + 0{,}363 \,.\, D^{2/3} + \left[\frac{2{,}35 \,.\, 7{,}2^3 \,.\, D^{2/3}}{10^3 \,.\, 0{,}56} + \frac{6.500 \,.\, 7{,}2}{146,\ \eta}\right] 0{,}1685$$

de donde

$$D \backsim 209. \text{ Tons.}$$

La resistencia del remolcador a la marcha será $R_r = 0{,}146 \times 2{,}35 \times 209^{2/3} \times 7{,}2^2 = 630$ Kg.

y por tanto

$$R = R_r + T = 630 + 6{,}500 = 7.130 \text{ Kgs.}$$

El calado medio de un remolcador de este tonelaje es (fig. 1) de $2{,}^m 60$; para tener una hélice mejor y suficientemente sumergida tomaremos $C = 2^m 80$ y una diferencia de calados $\Delta = 1^m, 40$.

Teniendo en cuenta el coeficiente de estela, el avance por vuelta con $V_r = 7{,}2$ millas es

$$a = \frac{207{,}5}{N}$$

calculando aquel coeficiente por la expresión $1{,}19 - 0{,}53\,\alpha$ y dando al prismático α, por el momento, el valor 0,5 deducido de las dimensiones adoptadas y manga deducida de la fig. 1. El retroceso será, pues

$$r_e = 1 - \frac{207{,}5}{N.\,h.\,d} \text{ con}$$

N = rev^s por minuto y h = relación del paso efectivo H_e al diámetro d.

De la ecuación de Froude se deduce

$$N.^2\, r_e = \frac{7.130 \,.\, 10^4}{B.\,h\,(21 + h).d^4} = N\left[N - \frac{207{,}5}{h.\,d.}\right]$$

y como, en este caso, no se impone diámetro ni revoluciones, unos cuantos tanteos permiten deducir como una de las hélices aceptables para un posterior ensayo de selección, la de las características siguientes:

$d = 2^m{,}85$ $h = 1{,}0$
H_e = paso efectivo = $2{,}^m 85$
Paso geométrico $H_a = 2{,}^m 60$
f (relación de la superficie desarrollada al círculo de diámetro d) = 0,45
Tres alas elípticas
$r = 136{,}5$ rev^s
Rendimiento de ejes y hélice con remolque normal = η = 0,558 (fig. 9).

En resumen, se obtiene los siguientes pesos aproximados:

Casco con sus accesorios, etc. . .	88,0	tons.
Servicios auxiliares, efectos del buque, etc.	13,0	»
Diesel con refuerzos especiales, tecles, hélices, etc.	63,0	»
Equipo eléctrico	28,0	»
Combustible, etc	15,0	»
Disponible	2,0	»
Total. . . .	209,0	»

resultados a corregir en caso de alguna diferencia digna de aprecio entre los datos adoptados y los obtenidos.

Con las características ya determinadas es posible dibujar un croquis longitudinal (fig. 6)

CUADRO I

$\alpha = 0{,}45$	$\beta = 0{,}744$	$\gamma = 0{,}701$	$s_2 = 0{,}619$	$b_2 = 0{,}097$
0,50	0,821	0,715	0,600	0,090
0,55	0,881	0,732	0,583	0,085
0,60	0,916	0,755	0,568	0,083
0,65	0,935	0,786	0,557	0,082

Dándose un valor de la manga M y hallando el del coeficiente prismático

$\alpha = \dfrac{209 : 1{,}026}{26 \times 2{,}8 \times M}$ se tendrán a_2, b_2 o sean y y ρ.

Caso de no ser aceptable el de $\rho - a$ que

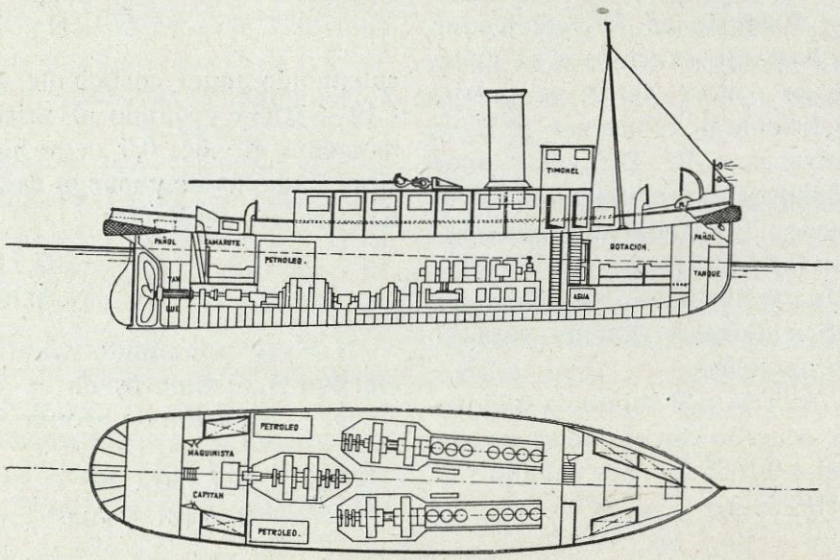


Fig. 6

Remolcador con Diesel eléctrico.
Eslora total = 27,5 mts.
Manga . . = 5,8 »
Pnutal . . – 3,7
Desplazamiento — 209 tons.

del remolcador, fijándose definitivamente la eslora con arreglo a la distribución interior y permitiendo hallar, aproximadamente, la altura del centro de gravedad. Quedan por determinar los demás elementos del casco, excepto eslora y calado, para lo que nos valdremos de las fórmulas:

Altura del centro de presión sobre la línea de agua 0 $y = a_2 \cdot C$

Radio metacéntrico transversal $\rho = b_2 \cdot \dfrac{M^2}{C}$

y del cuadro I que da los valores de a_2, b_2, β y γ en función de α

resulte se corrige M hasta llegar a uno de aquella cantidad que lo sea. De este modo se obtiene

$$M = 5^m{,}80 \quad \alpha = 0{,}48 \quad \beta = 0{,}79$$

$$\gamma = 0{,}709 \quad \rho - a = 0^m{,}69$$

Como ya se ha dicho, en caso de llegar a valores suficientemente distintos de los adoptados, se corrigen y se tantea de nuevo.

Remolcador de vapor.—En el Diesel-electrico no hay necesidad de imponer las revoluciones pues se pueden adoptar las más convenien-

tes ya que ello solo afecta al peso y precio del motor de propulsión. Con la máquina de vapor hay que aceptar una de tipo corriente y por tanto, con revoluciones determinadas, que hemos supuesto ser de 115. Por lo demás, se procede para este remolcador como para el anterior, mostrándose en la fig. 8 un croquis de él.

Remolcador Diesel-directo.—También en este hay que aceptar el número de revoluciones usualmente admitido en su potencia, 200 en es-

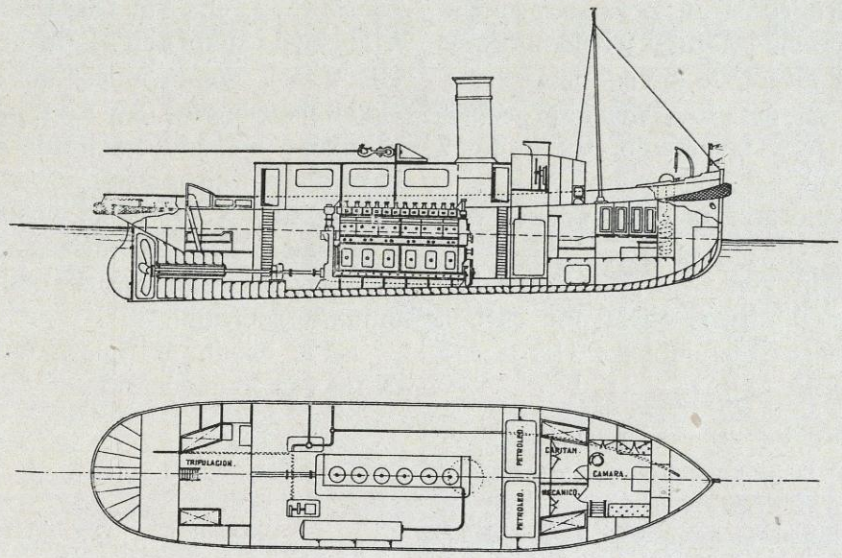


Fig. 7

Remolcador con Diesel directo.

Eslora total.	27,5 mts.
Manga	6,3 »
Puntal.	3,6
Desplazamiento	220 tons.

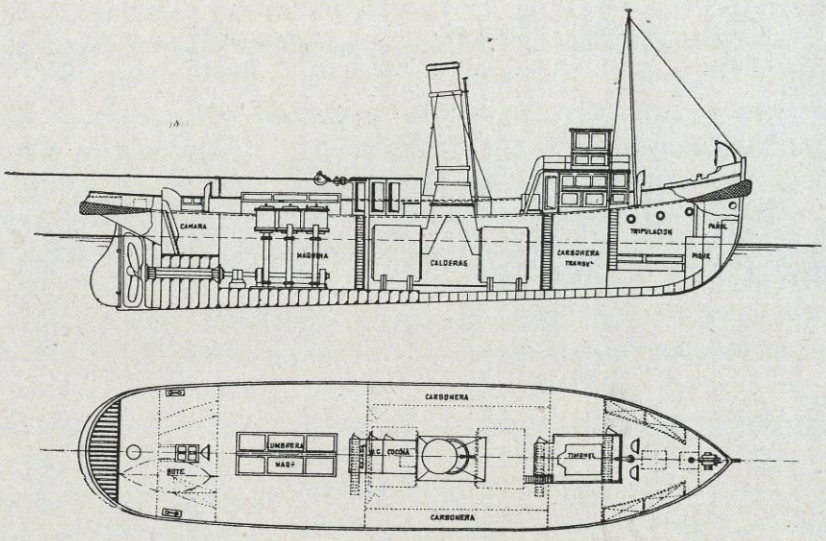


Fig. 8

Remolcador a vapor.

Eslora total.	34,5 mts.
Manga	7,4 »
Puntal	4,4 »
Despla amiento	400 tons.

te caso, que conduce a una hélice de menor rendimiento y una potencia algo mayor, 675 H. P. Por otra parte, un motor con menos revoluciones y del orden de las del eléctrico es claro que se podría construir, pero sería mucho más caro y mucho más pesado y con su centro de gravedad muy alto, todo lo cual daría lugar a un remolcador en que este sistema de propulsión resultaría menos favorecido. En la fig. 7 se da un croquis de este remolcador.

Los aparatos motores que se suponen empleados son:

Vapor.—Máquina de triple, de 750 a 800 HP; con calderas cilíndricas quemando carbón y una potencia efectiva de unos 650 HP_e a 115 revoluciones.

Directo.—Motor Diesel reversible de cuatro tiempos simple efecto, inyección solida, a 200 revoluciones y 675 HP_e.

Eléctrico.—Dos grupos generadores, compuesto cada uno de un Diesel irreversible de cuatro tiempos simple efecto, inyección sólida, 380 HP_e a 330 revoluciones, una dínamo, excitación independiente, 250 Kws. a 250 volts; y en el mismo eje, una excitatriz de 15 Kws. 125 volts. Para la propulsión un motor de doble inducido, de 2 $\times$ 250 volts. y 630 HP_e a 136,5 revoluciones. Las excitatrices se emplean para los servicios auxiliares cuando trabaja la maquinaria principal.

En el cuadro II figuran las características de los tres Remolcadores.

CUADRO II

CARACTERISTICAS DE LOS REMOLCADORES	VAPOR	DIRECTO	ELÉCTRICO
Tensión normal de remolque, en Kgs = T =	6.500	6.500	6.500
Velocidad normal de remolque, en millas = V_r =	7,20	7,20	7,20
Resistencia a la marcha del remolcador a V_r millas. Kgs = R_r	910	660	630
Potencia efectiva (en el eje del motor) en caballos = P_e =	650	675	630
Revoluciones normales a toda fuerza = N_o =	115	200	136,5
Retroceso efectivo, con el remolque normal = r_e	0,445	0,425	0,469
Rendimiento de ejes y hélices, en remolque normal =	0,562	0,525	0,558
Diámetro de la hélice = d =	3^m, 15	2^m, 56	2^m, 85
Paso geométrico = H =	2^m, 86	1^m, 63	2^m, 9
Relación de la superficie desarrollada = f =	0,40	0,50	0,45
Número de palas	4	3	3
Tipo de pala.	Elíptica	Ancha	Elíptica
Peso del casco, disponible, servicios auxiliares, etc.	207,0	113,5	105,0
Peso del aparato motor y materias de consumo	193,0	106,5	104,0
Horas de repuesto de combustible, etc. = H =	56	72	72
Eslora total = E_t =	34^m, 5	27^m, 5	27^m, 5
Id. entre perpendiculares = E =	32^m, 0	26^m, 0	26^m, 0
Manga máxima = M =	7^m, 40	6^m, 30	5^m, 80
Calado medio = C =	3^m, 10	2^m, 60	2^m, 80
Calado máximo	3^m, 80	3^m, 20	3^m, 50
Puntal = P' =	4^m, 40	3^m, 60	3^m, 70
Coeficiente prismático = α = W : E.M.C.	0,53	0,50	0,46
Id. maestra = β = σ : M.C	0,857	0,821	0,790
Id. flotación = γ = Σ : E. M.	0,725	0,715	0,709
$\rho - a$	0,65	0,68	0,69

(*Continuará*)

El análisis de la estructura de los materiales por medio de los Rayos X

por Ambrosio Espinosa Ingeniero Naval

Empieza a estar muy en boga un método, de aplicación relativamente reciente, para el análisis de la estructura íntima de los cuerpos sólidos. Consiste en la utilización de los rayos X, y su campo de aplicación, ya muy vasto, se prevé lo será mucho más en plazo corto, hasta el punto de llegar a sustituir en muchos casos a los análisis químicos y ensayos mecánicos.

El análisis de que se trata es llevado a la estructura ultramicroscópica de los cuerpos cristalinos, como son todos los materiales de construcción y se hace posible por la cualidad que poseen de tener sus átomos en una disposición geométrica absolutamente regular y repetida en la misma forma y orientación dentro de cada cristal visible.

Ya el análisis de estos cristales. apreciables a simple vista o con el microscopio, dió lugar a un gran avance en la investigación industrial de las cualidades de los cuerpos, particularmente de los metales y aleaciones, y buena prueba de ello es la generalización que ha alcanzado la metalografía en sus formas macro y micro que complementan hoy a los simples análisis químicos y ensayos mecánicos.

El análisis por medio de rayos X profundiza mucho más, permite llegar a conocer la forma o disposición como están agrupados los átomos de la sustancia, la influencia que sobre propiedades de esta ejercen los tratamientos térmicos, el trabajo mecánico, etc. y, en resumidas cuentas, una gran diversidad de cualidades. Este conocimiento de la disposición geométrica de agrupación constituye realmente un camino abierto a la investigación quizá apenas empezado a recorrer pero que ya permite determinar muchas cualidades de los cuerpos que antes solo se deducían de las observaciones microscópicas, otras que se determinan por análisis químicos y algunas nuevas que no se habían podido investigar por otro medio.

Los métodos empleados son, por supuesto, indirectos, pues se trata de determinar orientaciones y dimensiones de elementos geométricos determinados por agrupación de átomos cuyas distancias son del orden de 10^{-8} centímetros, o sea del mismo orden de magnitud de las longitudes de ondas de los rayos X.

Inútil sería pretender que con futuros perfeccionamientos de los microscopios pudiera efectuarse una investigación ocular directa sobre las estructuras cristalinas elementales toda vez que sus dimensiones son enormemente inferiores a la longitud de onda mínima de la luz (luz violeta).

La idea lanzada en 1912 por el Doctor von Laue al decir que las radiaciones X son de naturaleza ondulatoria idéntica a las de la luz pero con longitudes de onda muchísimo más cortas y el principio de Huighens que dió la clave para explicar los fenómenos de difracción, constituyen la base del método de análisis de que se trata.

Sobre él se insertan a continuación unas ideas generales que sin pretender iniciar en este interesante ramo de la investigación a los que a ella quieran dedicarse, cumplirá tal vez una misión divulgadora a los que no conozcan el procedimiento ya que, debido a lo mucho que se está generalizando, parece indispensable a todo ingeniero poseer una idea, al menos superficial, de sus fundamentos.

Aunque, como es sabido, los cristales se clasifican siempre en 32 sistemas, la mayor parte de los metales cristalizan según el sistema cúbico. No quiere decir esto que los cristales visibles a simple vista o con auxilio de microscopios sean precisamente cubos, si bien a veces presentan bien marcada la orientación general de sus superficies según las direcciones rectangulares de las caras de un cubo, pues realmente están constituídos por una agrupación de muchísimos cubos iguales igualmente orientados dentro de cada cristal y teniendo vértices comunes los adyacentes.

Cada uno de estos cubos elementales que se podrían llamar células cristalinas o elementos cristalinos es la parte más pequeña, que aisladamente, conserva la naturaleza misma de la sustancia a que pertenece; generalmente está constituída por una sola molécula o por agrupación de un corto número de ellas y contiene siempre un átomo en cada vértice.

Los cristales cúbicos pueden ser sencillos, como el de la figura 1.ª, solo determinado por los átomos de los vértices, o bien conteniendo un átomo en el centro de cada cara (figura 2.ª) o un átomo en el centro del cubo mismo (figura 3.ª). Otros metales cristalizan por el sistema exagonal siendo cada cristal elemental un prisma exagonal con un átomo en cada vértice.

Cada sistema particular de cristalización comunica propiedades especiales al cuerpo, así pues, en general, los metales dúctiles como cobre, plata, oro, níquel e hierro γ tienen sus células cristalinas del sistema cúbico con átomos en las caras, el hierro α y los metales frágiles como el tungsteno, molibdeno, cromo, etcétera, pertenecen al grupo de los que cristalizan en forma cúbica con átomo central y el zinc y otros varios pertenecen al sistema exagonal.

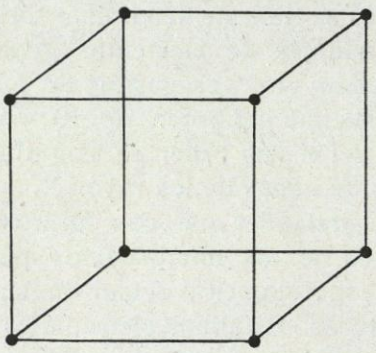


Figura 1ª.

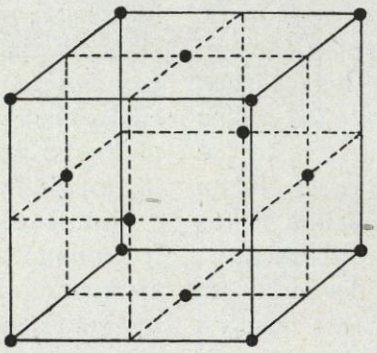


Figura 2ª.

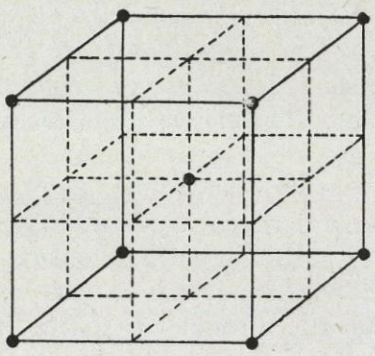


Figura 3ª

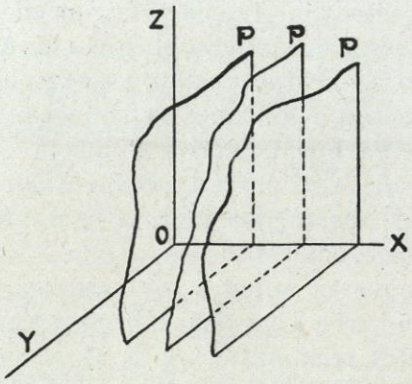


Figura 4ª.

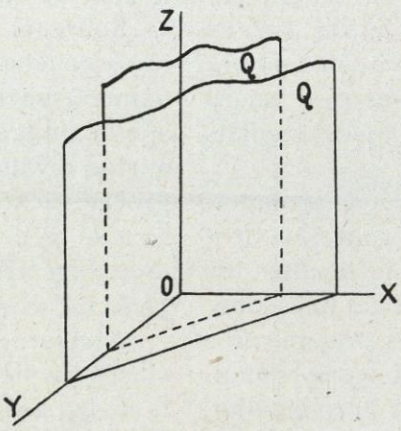


Figura 5ª

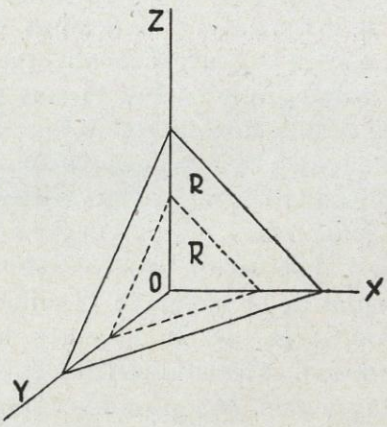


Figura 6ª

Las dimensiones de las retículas o elementos cristalinos varían de un cuerpo a otro y son características de su naturaleza y propiedades, pero el orden de magnitud es análogo siempre y no muy diferente de las longitudes de onda de los rayos X. La unidad de longitud que sue-

le emplearse para medir tan reducidas magnitudes es el Angstrom, equivalente a 10^{-8} centímetros y a continuación se inserta una tabla que indica las dimensiones de los lados de los cubos o exágonos de los cristales elementales de diversos cuerpos.

sos órdenes de planos equidistantes dentro de los cristales visibles de las sustancias. Si se imaginan tres ejes rectangulares X. Y. Z. paralelos a los lados de las células de un cristal, pueden considerarse a todos los átomos situados sobre una serie o sistema de planos para-

Cuerpos	Lado del cristal elemental en Angstroms	Sistema cristalino
Ni	3,499	Cúbico con átomo central en cada cara
Co	3,554	» » » » » » »
Cu	3,603	» » » » » » »
Fe (γ)	3,630	» » » » » » »
Pt	3,913	» » » « » » »
Al	4,043	» » » » » » »
Au	4,064	» » » » » » »
Ag	4,079	» » » » » » »
Pb	4,920	» » » » » » »
Fe (α)	2,855	Cúbito con átomo central interior
Cr	2,875	» » » » »
Mo	3,143	» » » » »
W	3,145	» » » » »
Zn	2,653	Exagonal
Os	2,714	»
Cd	2,960	»

Hay otros cuerpos cuyas células cristalinas pertenecen al sistema cúbico de átomos en las caras pero está constituída, cada una, por dos cubos paralelos y compenetrados en tal forma que el vértice de uno se encuentra sobre la diagonal del otro, desplazados entre si una distancia igual a la cuarta parte de la diagonal. Este sistema, llamado tetragonal, por efecto de la compenetración de elementos proporciona al cuerpo una dureza extraordinaria, perteneciendo a él el carbono en su estado diamante (con lado del cubo igual a 3,56 Angstroms) y el silicio cuyas células cristalinas tienen de lado 5,42 Angstroms.

Hasta ahora solo se ha hablado de cuerpos simples; las combinaciones formando especies químicas definidas, están formadas por elementos cristalinos análogos, con la diferencia de no ser de igual naturaleza los átomos componentes de su estructura, si bien los de cada sustancia se encuentran simétricamente distribuidos.

Es muy interesante para el estudio de los análisis estructurales la consideración de diver-

lelos que corten solo a uno de los ejes (planos P de la figura 4.ª) y distantes entre si la magnitud $d = \frac{a}{2}$, mitad de la célula o retícula. Puede también imaginarse una serie de planos como los Q de la figura 5.ª que cortan a dos ejes y son paralelos al tercero conteniendo a todos los átomos y a una equidistancia de $\frac{a\sqrt{2}}{2}$. Por último, otra serie de planos principales equidistantes que contienen a todos los átomos es el constituido por los análogos al R de la figura 6.ª y cuya separación es $\frac{a\sqrt{3}}{3}$ en el caso de cubos con átomos en los centros de la caras (figura 7.ª) y $\frac{a\sqrt{3}}{6}$ en el caso de cubos con átomos en sus centros (figura 8.ª).

Es corriente designar eso tres órdenes de planos por los símbolos (100), (110) y (111) respectivamente, que quieren decir que cortan solamente a un eje coordenado, a dos o a los tres.

El fundamente del fenómeno de difracción que sirve de base a las investigaciones estructurales de que se trata es el siguiente: Supón-

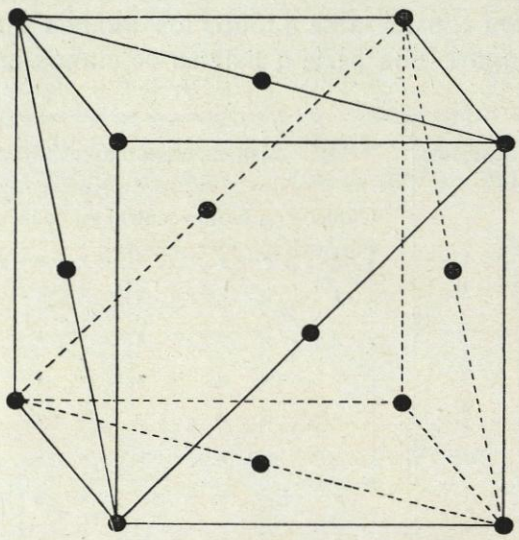


Figura 7.ª
(Serie de planos 111).

gase una serie de átomos en uno de los planos cristalográficos que acaban de considerarse

féricas de centro distante) como la reprseenta-

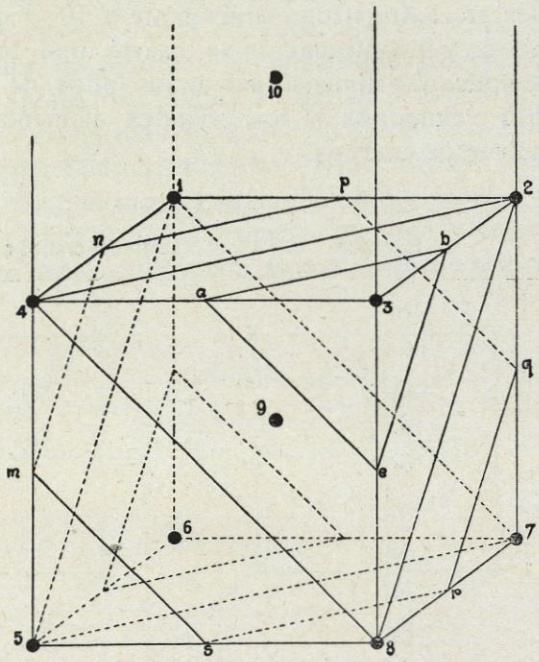


Figura 8.ª
(Serie de planos 111).
El átomo central 9 está contenido en el plano ; m, n, p, q, r, s.
El plano a, b, c, contiene el átomo central 10 del cubo que se encuentra inmediatamente encima del representado

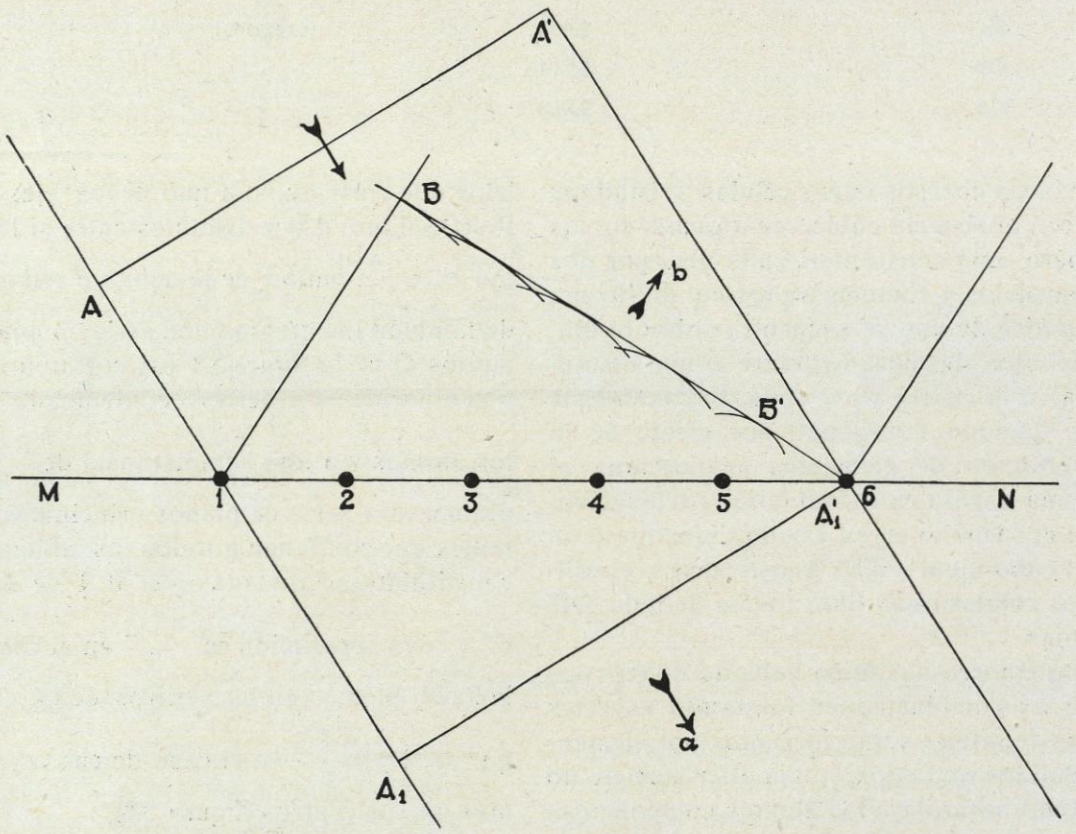


Fig. 9

y sea el MN de la figura 9.ª. Si dicho plano es atacado por un sistema de ondas planas (o es-

da por AA' los diversos átomos 1, 2, 3,... como obstáculos en el campo de propagación, dan

lugar a ondas difractadas de igual longitud con sus centros en cada uno de dichos átomos y cuya mutua interferencia produce un efecto idéntico al de un sistema único de ondas planas tales como BB′ propagándose en la dirección de la flecha *b* mientras la onda primaria, ligeramente efectada por el primer encuentro, pero sin la menor alteración en sus propiedades cualitativas continua según A_1A_1'.... etc. propagándose en la dirección de la flecha *a* dispuesta a encontrar nuevos planos de disposición atómica y repetir el fenómeno.

Todo pasa, por lo tanto, como si los rayos primarios se reflejaran parcialmente según las leyes de la reflexión simple sobre una superficie plana *continua* y real que sustituyese a la imaginaria y solo determinada por la agrupación de los átomos 1, 2, 3,...

Este fenómeno no ocurriría, evidentemente si los átomos difractores, en vez de estar agrupados regularmente según un plano constituyendo verdadera reja o retículo de difracción, lo estuvieran en completo desorden sobre una superficie no plana, pues entonces las perturbaciones individuales u ondas difractadas, al interferirse, producirían destrucciones o intensificaciones parciales pero nunca sería su acción combinada, un sistema de ondas de las mismas características que las primarias o incidentes.

Si los rayos X se proyectan, por lo tanto, sobre una sustancia no cristalina no existe reflexión aparente de dichos rayos, sino solamente penetración en la masa del cuerpo, cuya superficie no emitiría entonces más que radiaciones completamente desorganizadas.

Aun tratándose de cuerpos cristalinos, cuando los rayos X se proyectan sobre ellos, particularmente sobre aquellos blandos o ligeros de poca compacidad estructural, la mayor parte de su energía profundiza dentro de la más y solo una cantidad pequeñísima, la invertida en excitar a los átomos superficiales y difractada según el mecanismo de la figura 9, se puede decir que se refleja en su superficie y de ningún modo sería apreciable por su debilidad.

Es necesario intensificar esos rayos, que pudiera decirse reflejados, con los latigazos isócronos de las ondas análogas difractada por los sucesivos planos cristalográficos o estructurales del mismo orden en el interior de la masa del cristal grande atacado. Si tal se consigue, el efecto obtenido es igual que si una gran parte de la radiación se reflejase en la superficie del cuerpo o cristal y podría reconocerse perfectamente por impresión en una placa fotográfica. Es preciso, por consiguiente, que las ondas producidas por difracción en los diversos planos se encuentren todas en fase al interferirse, lo que puede realizarse con rayos incidentes o primarios de una longitud de onda bien definida siempre que la incidencia ocurra bajo un cierto ángulo función de dicha longitud de onda y de la separación de los planos principales de agrupación atómica.

Cuando la condición queda satisfecha para los planos (100) la intensidad de los rayos secundarios o difractados será máxima por ser dicho sistema de planos aquel en que los átomos resultan más próximos entre sí. Siguen en importancia los planos (110) y los (111), de eslos últimos pueden imaginarse multitud de sistemas, pero los principales son siempre los considerados anteriormente con separación o equidistancia $\frac{a\sqrt{2}}{2}$ para los (110) y $\frac{a\sqrt{3}}{3}$ ó $\frac{a\sqrt{3}}{6}$, según el caso, para los (111).

La referida condición viene dada por la fórmula:

$$n\lambda = 2\,d \operatorname{sen}\theta \quad \text{(Ecuación de Bragg)}$$

siendo *n* cualquier número entero pequeño, λ la longitud de onda de los rayos X utilizados, *d* la separación de los planos estructurales y θ el ángulo que forman los rayos incidentes con dichos planos paralelos. En efecto, observando la figura 10 en la que P y Q representan dos planos consecutivos, si ABC y A′B′C son dos rayos que después de su reflexión aparente en dichos planos coinciden en dirección AA′, A_1A_1' A_2A_2' etc. las diversas ondas de longitud λ, para que los dos rayos BC y B′C estén en concordancia de fase es necesario que los trayectos ABC y A′B′C se diferencien en una longitud de onda o un múltiplo exacto de ella, es decir, con las construcciones de la figura 10, debe ser,

$$B'B - DB = n\lambda$$

pero

$$B'B = \frac{d}{\operatorname{sen}\theta} \text{ y } DB = B'B\cos 2\theta = d\,\frac{\cos 2\theta}{\operatorname{sen}\theta}$$

luego

$$B'B - DB = \frac{d(1 - \cos 2\theta)}{\text{sen}\,\theta} = 2\,d\,\text{sen}\,\theta$$

lo que justifica la ecuación de condición:

$$n\lambda = 2\,d\,\text{sen}\,\theta$$

La mayor intensidad de los rayos secundarios o difractados se obtiene al ser $n = 1$ y esta decrece rápidamente, según ley determinada, a medida que n toma los sucesivos valores 2, 3, 4, etc.

Von Laue inició realmente los análisis estructurales por medio de los rayos X haciendo incidir un haz compuesto por radiaciones de gran diversidad de longitudes de ondas (rayos X blancos) sobre un solo cristal de la sustancia a analizar.

Por tratarse de un cristal único, todas sus células elementales tienen idéntica orientación y existen dentro de él todos los planos de agrupació imaginables de los órdenes (100) (110) y (111). No cabe duda que para cada radiación componente del haz total de una longitud de onda dnterminada, existe un rayo cuya incidencia con uno de los planos estructurales satisface la ecuación de condición antes establecida $n\lambda = 2\,d\,sen\,\theta$ y por consiguiente da lugar a una radiación difractada que puede apreciarse por su impresión como un punto luminoso en una pantalla y registrarse en una placa fotográfica.

Debido a la regularidad de la estructura interna del cristal, a la variabilidad de longitudes de onda de los rayos X considerados y a la diversidad de planos de agrupación atómica imaginable, la impresión en la placa fotográfica resulta ser una agrupación de puntos más o menos intensos, pero distribuidos según un espectro simétrico que caracteriza o define, en cierto modo, la constitución cristalina del cuerpo tratado.

Si en vez de considerar rayos X blancos como los producidos con un catodo de metal de alto peso atómico con un voltaje inferior al requerido para evitar las ondas de longitud características del metal, se considerasen rayos X monocromáticos (con catodo de Cu o Mo y voltaje apropiado a sus ondas características), los rayos resultantes tendrían una longitud de onda definida y solamente producirían rayos difractados apreciables cuando la orientación del cristal sea tal que alguno de los primeros órdenes de planos de agrupación atómica cumplan la condición que representa antes citada ecuación de Bragg.

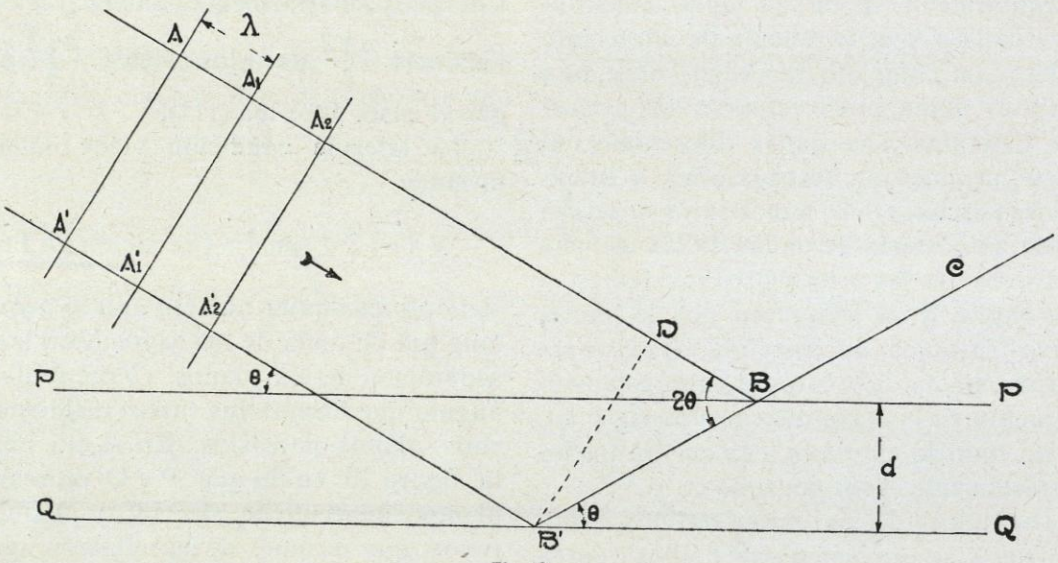


Fig. 10

Suponiendo que el cristal ante los rayos incidentes, se gira lentamente en todas direcciones (método analítico de Bragg), cada vez que dicha ecuación queda satisfecha para un orden de planos cualquiera es producida una radiación difractada apreciable con la correspondiente impresión en la placa fotográfica, y la distancia de dicha impresión a la central que necesariamente producen con más intensidad los rayos primarios no difractados, permite determinar el ángulo θ (véase figura 11) y de ahí,

conociendo también λ, el valor de $\frac{d}{n}$ del que a su vez y mediante ciertas consideraciones que afecten a la intensidad, a valores probables de a (vease tabla anterior), etc., podría estimarse n (que ha de ser uno de los primeros números enteros) y por consiguiente d.

Estas consideraciones, más teóricas que prácticas, permiten al menos hacerse cargo de la posibilidad de llegar a conocer exactamente el tamaño a de los cristales, su orientación, etc., y llegar así al conocimiento de las alteraciones que en las condiciones normales (clase de células cristalinas de cada sustancia según tabla anterior) han producido los tratamientos térmicos o mecánicos, la adición de materias extrañas, etc.

Realmente, la diversidad de planos imaginables haría sumamente complicado el análisis geométrico o matemático de los cuerpos según los espectros de difracción de rayos X, pues solamente la interpretación elemental de dichos espectros supondría un complicado problema de geometría descriptiva. Lo que se hace es estudiar dichos espectros por comparación con otros tipos obtenidos con materiales puros o con adiciones determinadas, sometidos a ciertos tratamientos, etc.

De este modo puede llegarse con relativa facilidad a descubrir la clase de cristales, su orientación, dimensiones, etc., y por ello las propiedades del cuerpo analizado, aunque en la utilización de este método experimental y comparativo no deben olvidarse las anteriores consideraciones principales geométricas.

En general, y ante la dificultad de cumplir la condición de Bragg por la exactitud con que debe satisfacerse para hacer apreciable el rayo difractado, no se emplea generalmente el sistema de analizar un cristal individual con rayos X de una longitud de onda determinada, usándose, por el contrario, los dos métodos siguientes:

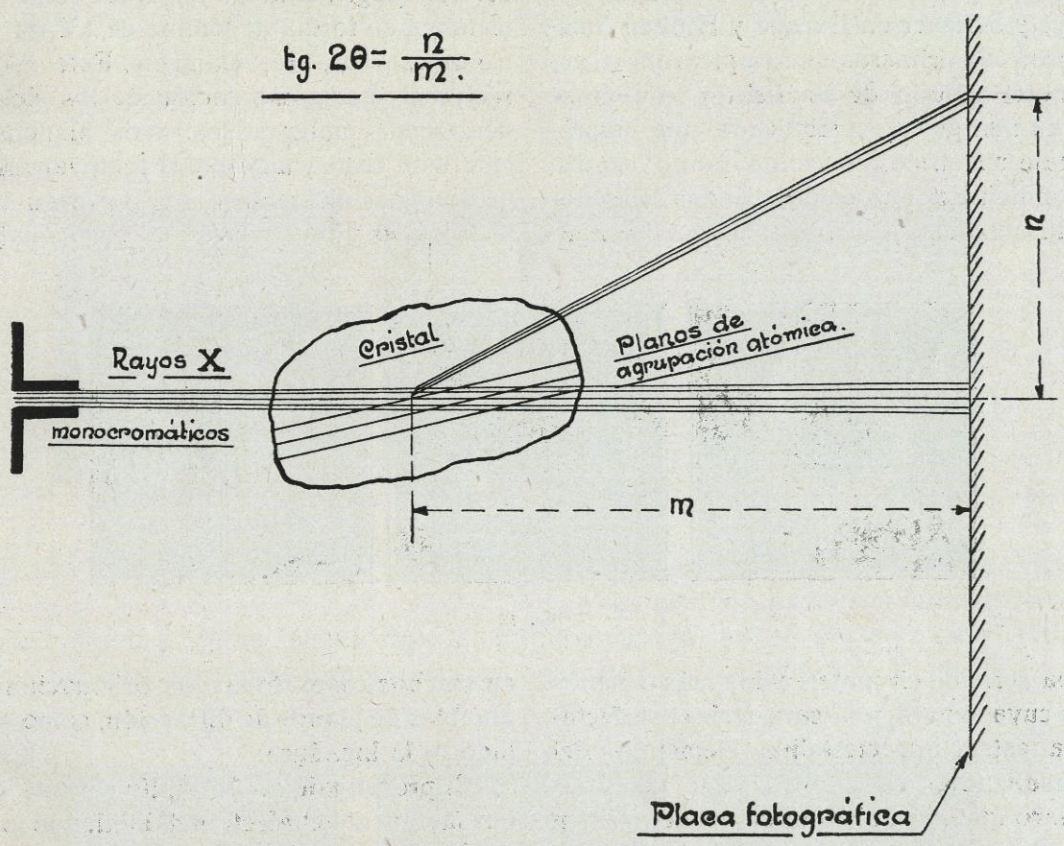


Fig. 11

1.—El método de Laue antes descrito, o sea el utilizar rayos blancos y un solo cristal del cuerpo a examinar. Este método resulta, para los usos industriales, poco práctico por la pequeñez del cristal y por las dificultades que supone el separar la muestra del resto del cuerpo o pieza a analizar.

2.—Efectuar el análisis con rayos X monocromáticos sobre una muestra formada por limadura finísima o polvo del cuerpo contenido en un tubo delgado de vidrio.

Este método no presenta las dificultades antes indicadas respecto al análisis con rayos monocromáticos sobre un cristal único, pues tratándose de polvo o limadura, en la totalidad de las partículas de que consta la muestra, existen, prácticamente, todas las orientaciones imaginables y siempre alguna de ellas cumplirá la ecuación de condición tantas veces citada para determinado orden de planos estructurales.

Debye y Schener en Europa y Hull en América, fueron los primeros que emplearon o sugirieron este método de análisis y con él se obtiene en una placa sensibilizada una impresión o halo simétrico respecto al punto central correspondiente a la incidencia de los radiaciones no difractadas. Alrededor de la misma aparecen una serie de circunferencias más o menos intensas cuya separación caracteriza perfectamente la estructura cristalina elemental del cuerpo analizado.

Es claro que para obtener el espectro bien definido que caracteriza a este método es necesario que la materia esté finamente pulverizada, si no lo estuviese, se aproximaría al experimento de Laue y se obtendrían de cuando en cuando en la placa fotográfica unos puntos brillantes aislados debido a no existir la suficiente repetición de orientaciones en los cristales.

El método que se está considerando admite la variante de hacer la impresión en una cinta estrecha en vez de una placa de amplia superficie y entonces las distintas circunferencias aparecerían más bien como rayas transversales a dicha cinta. Basta para interpretar estos espectros la parte comprendida entre el centro o línea central y un extremo, es decir, como si en el caso de la placa circular se considerase solo una estrecha zona radial cortada por fajas según los diversos círculos brillantes producidos por superficies cónicas de rayos difractados.

El Director del Departamento de Investigaciones Radiológicas de Woolwich, V. E. Pullin, en un artículo suyo publicado en la revista «The Engineer» de Londres (4 de Julio de 1930) describe otro método de análisis de gran utilidad desde el punto de vista de aplicación a la industria, consiste en emplear un haz de rayos X muy penetrantes y compuesto de radiaciones de diversa longitud de onda, sobre una muestra metálica en forma de lámina de 1/4 de milímetro de espesor, próximamente. Este método es realmente una combinación de los dos precedentes por emplearse los rayos blancos, como en el von Laue y un espesor relativamente grande donde se encuentran a veces gran cantidad de cristales y donde existen, por consiguiente, en muchos casos, todas las orientaciones imaginables de planos de difracción, como en el método de la limadura.

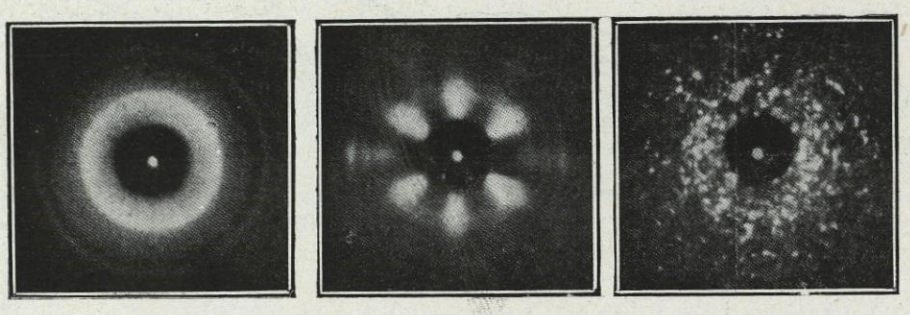


Fig. 12

El procedimiento de Pullín permite determinar fácilmente el efecto del laminado o estirado, la estructura fibrosa que así puede resultar, el efecto de los recocidos o normalizaciones, comprobando cuando han sido eficaces por destruir las orientaciones forzadas o tensiones interiores, cuando han llegado a producir nueva cristalización, etc.

Los diagramas o espectros obtenidos tienen unas veces la apariencia de círculos concéntricos y otras la de puntos sueltos o protuberancias más o menos acentuadas en determinadas direcciones cuya intepretación resulta relativamente fácil.

La figura 12, representa tres espectros típicos obtenidos por este procedimiento, el de la izquierda tiene idéntica apariencia a los obte-

nidos por el método Debye-Scherrer o de las limaduras, se refiere a una muestra de hierro

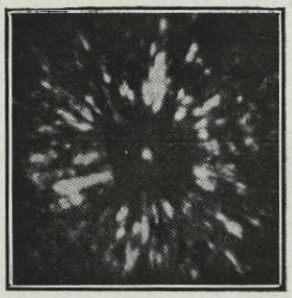


Fig. 13

con cristales muy pequeños con orientaciones absolutamente variadas, de ahí su analogía con

N P T

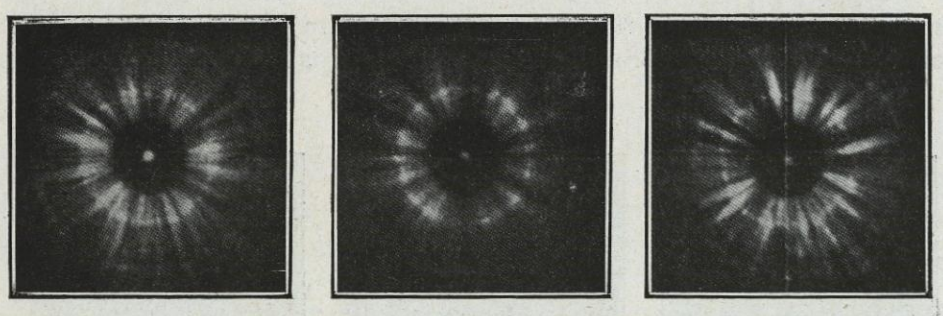


Fig. 14

el espectro obtenido por el mismo material pulverizado.

El espectro central de la misma figura 12 tiene como característica unas protuberancias

N P T

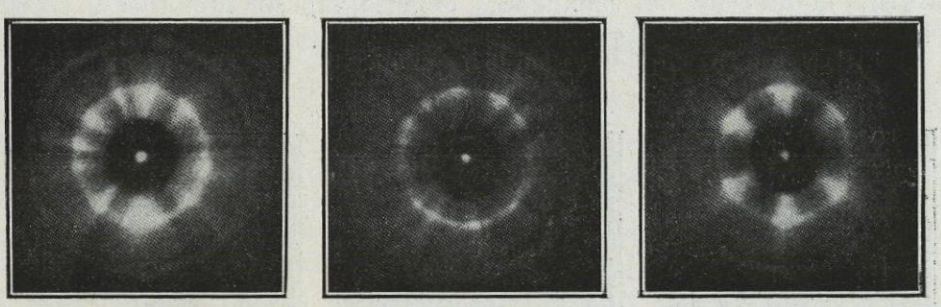


Fig. 15

simétricas que denota una orientación preferente bien determinada en los diversas cristales que comprende la muestra.

Por último, el espectro de la derecha de la misma figura, cuya apariencia es la de puntos sueltos sin formar verdaderos halos o anillos denota una estructura de cristales muy gruesos pero sin orientación bien determinada, resulta realmente de la superposición de varios diagramas de Laue, pues llevando al límite el caso de los cristales gruesos, hasta hacer que solo hubiese un cristal en el espesor de la muestra analizada, el método de que se trata sería igual que el de von Laue en el que también se usan rayos X blancos.

Desde luego la interpretación indicada es la que se podría llamar elemental, pues solo se refiere a la disposición y forma de los cristales apreciables aunque el análisis se haya hecho utilizando el efecto de los rayos X sobre las células cristalinas. Un análisis más profundo debe ahondar hasta investigar las condiciones geométricas de estas últimas, pero, en general, para las aplicaciones industriales inmediatas de estos análisis, basta con la interpretación citada para la cual se presta extraordinariamente el método expuesto por V. E. Pullin de que se está tratando.

A continuación se insertan fotografías de algunos espectros típicos sacadas del artículo de V. E. Pullin antes mencionado, indicándose su interpretación.

La figura 13 es el espectrograma de una muestra de acero sin trabajo alguno de forja,

tiene cristales de tamaño mediano, más bien grandes, sin marcada preferencia respecto a orientación determinada o estructura fibrosa alguna.

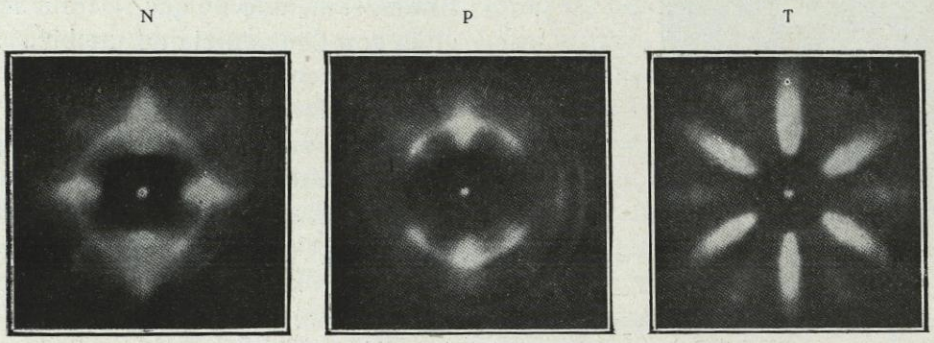


Fig. 16

La figura 14 representa tres espectros (N. P y T) obtenidos del mismo material en curso de laminación cuando su espesor se ha reducido a su 90 %, el espectro N está obtenido en sentido normal a la dirección del laminado, el P en dirección paralela, y el T perpendicular mente a N y P. En dicha figura 14 empieza a notarse halos que ponen de manifiesto como el laminado, aunque muy escaso aun, va reduciendo el tamaño de los cristales, pudiéndose apreciar cierta tendencia preferente en la orientación de dichos cristales desde el momento que se inician, aunque en forma muy rudimentaria, algunas zonas brillantes distribuidas simétricamente en sentido azimutal.

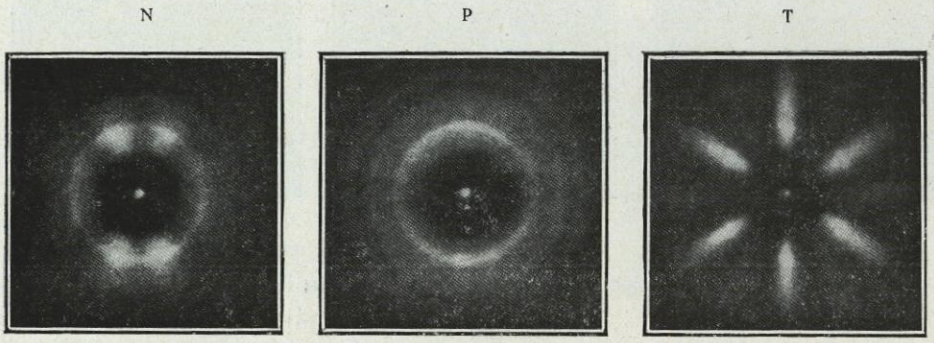


Fig. 17

La figura 15 son las fotografías obtenidas de espectros de muestras de la misma pieza después de haber continuado el laminado hasta dejar su espesor primitivo en un 60 %. La apariencia anterior se acentúa y se nota ya francamente la simetría en la distribución de los penachos brillantes que ponen de manifiesto la orientación cristalina en dirección determinada a que da lugar el laminado.

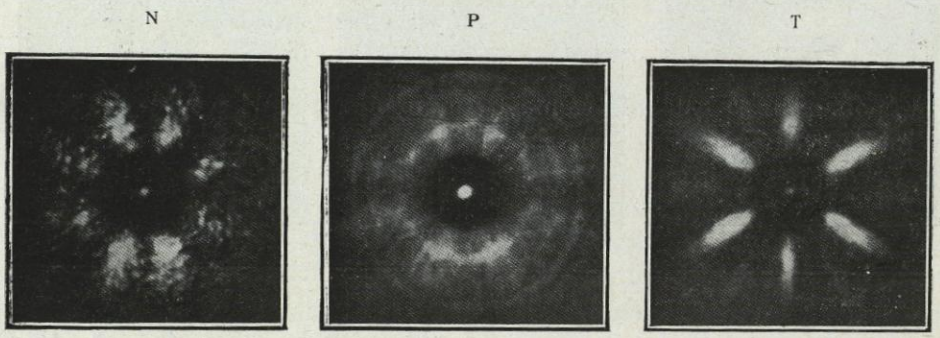


Fig. 18

Reducido el espesor de la pieza original al 5 % se han obtenido los tres espectros de la figura 16 que por el aspecto de halo continuo en el primero denota la fina estructura a que se ha llegado, los cristales son muy pequeños y por lo tanto muy numerosos en el espesor de la pieza sometida a los rayos X, la orientación preferente de los cristales (estructura fibrosa) está perfectamente acusada por la simetría de las zonas radiales brillantes.

Al recocer la pieza a 1.050° C. se produce una cristalización nueva mucho más grosera y los espectros de las fotografías que aparecen en la figura 19 ponen de manifiesto ese fenómeno, pues son ya parecidas a las de la figura 13. El efecto de laminado ha desaparecido casi por completo y los citados espectros lo ponen de manifiesto desde el momento que no denotan zonas intensas simétricamente repartidas, notándose además, por su aspecto de puntos de

N P T

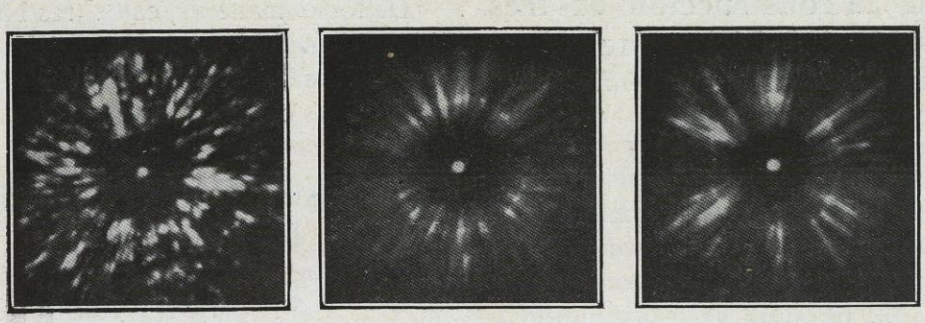


Fig. 19

Sometiendo el material del que se han obtenido las anteriores observaciones a recocidos diversos hasta deshacer casi por completo el efecto del laminado, se han obtenido fotografías de espectros muy interesantes. La figura 17 representa las obtenidas después de un recocido a 500° C., se nota en ellas como, al menos en dos direcc ones, va desapareciendo la orientación forzada de los cristales por efecto del laminado y tiende a la apariencia de halos circulares característic os de la estructura fina, pero sin orientación determinada en dichos cristales.

La figura 18 corresponde a la misma pieza después de recocida a 850° C. Una vez rebasado el primer punto crítico ha desaparecido la finura de los cristales que produjo el laminado, notándose perfectamente, sobre todo en el espectro N y algo en el P que la estructura es más gruesa, apreciándose las manchas o puntos sueltos análogos a los diagramas de Laue. Sin embargo, la estructura fibrosa continúa notándose por la disposición simétrica del diagrama o espectro T.

brillantes sueltos, el tamaño grande de los cristales del metal.

Estos ejemplos son muy característicos y ponen bien de manifiesto, aunque solo tratándose de la interpretación elemental, la utilidad del método de análisis de que se trata.

Desde luego lo tratado es, puede decirse, uno de los aspectos más sencillos de la cuestión cuyo campo es mucho más vasto al extenderse a los análisis de aleaciones, combinaciones químicas en general, soluciones sólidas, influencia de las impurezas o adiciones de cuerpos sobre las propiedades del que sirve de base, etc., etc.

Sin duda las dificultades para llegar a ser competente en la materia ya que se trata de una cuestión en que la experiencia y la facultad individual de interpretación juegan un papel tan importante, son grandes; pues realmente hoy por hoy, son pocas las fábricas que tienen instalaciones de rayos X en sus laboratorios para el análisis estructural de los materiales y por lo general son los principales Institutos científicos y laboratorios centrales de investigación los que llevan a cabo estudios de esta índole.

NOTAS BIBLIOGRÁFICAS

BUQUES DE GUERRA

El consejo superior de la Marina Francesa, decide la construcción de tres acorazados de 23.333 toneladas.

(J. B. Gautrau, *"The Naval and Military Record"* Nov. 12, 1930).

El Conseil Superieur de la Marine, ha decidido que Francia proceda inmediatamente a la construcción de las 70.000 toneladas de capital-Ship a que tiene derecho, en concepto de reemplazos, según los tratados de Washington y Londres.

Se hicieron tres propuestas, a saber: cuatro b ques de 17.500 toneladas; tres buques de 23.300; y dos de 35.000 toneladas.

La propuesta de 35.000 toneladas fué desechada por razón de los grandes gastos que traería consigo, tanto aplicables directamente a la construcción, como indirectamente a las instalaciones de diversas índoles que serían necesarias. La propuesta de 17.500 toneladas fué desechada por estimarse que este desplazamiento es insuficiente para producir un verdadero buque de primera línea, capaz de llevar a cabo toda clase de cometidos.

Teniendo en cuenta todas las circunstancias, se convino finalmente en adoptar la proposición intermedia, o sea, 3 acorazados de 23.333 tons. Se ha ordenado a la Section Technique que prepare, tan pronto como sea posible, varios proyectos en alternativa, con ese desplazamiento y con dos cond ciones a cumplir, a saber: Velocidad no inferior a 28 nudos (bien con motores Diesel, bien con turbinas, o bien con una combinación de ambos sistemas); y un conjunto de requerimientos ofensivos y defensivos que no desmerezcan de los mayores acorazados existentes.

Un punto que está siendo muy discutido es el de las torres que han de adoptarse. En opinión del autor, estos barcos deberían tener doce cañones de 13'4" en dos torres cuádruples y dos dobles, pero parece ser que existen en la Marina francesa muchos partidarios de no pasar de dos cañones en cada torre.

De todas maneras, estos tres barcos de mediano desplazamiento, que probablemente estarán terminados en 1936, serán una buena réplica a los seis o siete «Ersatz-Preussen» que construirá Alemania en ese tiempo. **(A. M. M.)**

A propósito de la construcción de una flota de buques de línea.

(V. Andrade, Ingeniero principal *du G. M., Revue Maritime*, Nov. 1930).

I *Naturaleza de las principales estipulaciones del tratado de Washington.*—La limitación de los armamentos navales, ha tenido por principal objeto la reducción de los gastos que impone la competencia.

La limitación del desplazamiento de cada unidad, tiene repercusiones importantes sobre las instalaciones fijas de los puertos militares. Por lo tanto, el tonelaje máximo de los acorazados es un elemento duradero del Tratado de Washington, que seguramente no ha de cambiar en mucho tiempo.

En cambio, el tonelaje total adjudicado a cada potencia, es un elemento muy suceptible de revisión.

Teniendo en cuenta esta distinción, parece peligroso dejarse llevar por consideraciones relativas al tonelaje global, cuando se trata de fijar el tipo de buque a construir.

En efecto, a partir de 1937, será preferible poderse presentar a una nueva conferencia con 5 unidades de 35.000 tons. que con un número mayor de unidades más pequeñas, pues la más sencilla de las modificaciones a obtener, será ciertamente el aumento del tonelaje total asignado.

II *La protección contra las bombas de aeroplano.*—La dificultad de este problema no debe conducir a la consecuencia de la inutilidad de una protección importante, puesto que cuanto mayor sea ésta, mayores tendrán que

ser los pesos de las bombas contra ella empleadas y, por lo tanto, más pesados y menos manejables tendrán que ser los aviones bombarderos. La protección de los buques de línea que traiga como consecuencia mayor pesadez de los aviones de ataque y por lo tanto, una más fácil defensa por medio de los aviones de caza, no será inútil.

III *La protección contra la artillería y los torpedos.*—Por una parte, parece que los espesores de las cubiertas blindadas necesarias para resistir el choque de proyectiles de 305 con ángulos de caída de 25 a 30.°, deberá ser, por lo menos, de 110 a 120 m/m. La cubierta principal del «Rodney» es de 158 m/m.

Por otra parte para asegurar en lo posible la protección contra explosiones submarinas, se necesita aproximadamente una tonelada de peso por cada metro cuadrado de superficie protegida.

Teniendo todo esto en cuenta, se puede afirmar que es imposible proyectar un barco protegido contra artillería, torpedos y aviones, con un tonelaje inferior a 35.000 toneladas.

IV *Reparto de pesos parciales y tonelaje de un acorazado.* – La necesidad de elevar el tonelaje hasta 35.000 tons., se pone de manifiesto por la siguiente comparación de reparto de pesos, hechos fijando *a priori* los desplazamientos:

Desplazamiento	24.000	35.000
Eslora	210 m.	216 m.
Manga	28	32,6
Calado	7,30	8.70
Velocidad	25 nudos	25 nudos
Potencia de máquinas	105.000 CV	140.000 CV
Peso de máquinas (15 kg. por CV)	1.575	2.100
Casco y accs. (33 °/₀ del desplazamiento	8.000	11.700
Cubierta blindada superior (110 m/m.)	4.400	5.200
Cubierta blindada inferior (45m/m.)	1.800	2.150
Coraza de cintura (altura = 4 m. espesor = 350 m/m.)	4.000	4.000
Protección contra explosiones submarinas (1 ton. por m²).	2.400	2.800
Artillería y su protección (18 °/₀ del desplazamiento.)	4.300	6.200
Combustible normal (5 °/₀ del desplazamiento)	1 200	1.750
Equipo (3 °/₀ del desplazamiento)	700	1.000
Total	28.375	36.900

El total de 36.900 es casi aceptable para un desplazamianto precio de 35.000 tons.; pero el total de 28.375 es inadmisible cuando se ha tomado para base del cálculo un desplazamiento de 24.000.

V. *Peso de la protección y peso del casco.*—Es cierto que una parte de los materiales usados para protección, contribuyen a la resistencia del casco, pero esto no quiere decir que el peso del casco puede ser disminuído, porque, en cambio, los esfuerzos enormes que las corazas sufren en combate, necesitan de una fuerte estructura de mamparos y refuerzos.

VI. *La reglamentación de los reemplazos y sus consecuencias.*—Los acorazados, después de terminada su construcción, deben figurar durante veinte años en el tonelaje total asignado a cada nación (175.000 tons. a Francia). Esta estipulación es muy peligrosa, puesto que condena a la inferioridad a la nación que haya construído acorazados medianos, ya que las demás naciones se apresurarán a emprender la construcción de barcos destinados a dominar a los que estén en curso de construcción.

VII *Conclusiones.*—La verdadera utilidad de los acorazados no se deriva de consideraciones tácticas, sino de la existencia de tales buques en ciertas marinas; para reducir las ventajas que una marina puede deducir de sus acorazados, es preciso ponerle enfrente acorazados equivalentes; por esta razón el autor opina que el único programa racional para una nación que desea construir acorazados, es actualmente la adopción del desplazamiento máximo.

(A. M. M.)

Consideraciones sobre la protección horizontal de los grandes buques (Leonardo Fea, Colonello del Genio Navale, *Rivista Marittima,* Febrero 1930, extractado en la *Revue Maritime* de Noviembre 1930)

1.—En barcos de gran tonelaje, la protección horizontal tiene una influencia de primer orden sobre el desplazamiento, sobre la estabilidad y sobre la resistencia. El autor no pretende decir nada nuevo, pero cree oportuno hacer una síntesis de algunos datos más o menos conocidos, poniendo de relieve algunas consecuencias notables de varios casos prácticos.

Se examinarán sucesivamente: los modos de ataque contra blancos horizontales; los sis-

temas defensivos empleados en algunos barcos modernos; las condiciones generales que debe cumplir la defensa relativa, directa e indirecta; y su influencia sobre el peso, la estabilidad y la resistencia.

2.—Los modos típicos de ataque a los blancos horizontales son:

a) El choque de proyectiles de artillería con un pequeño ángulo de caída.

b) El choque de proyectiles semi-perforantes de aparatos aéreos, con ángulos de caída próximos a 90°

c) La explosión, en contacto con el blanco, de las grandes cargas de explosivos contenidas en las granadas de la artillería gruesa o en las bombas lanzadas desde el aire.

De aquí dos modos de ataque esencialmente distintos, pero que pueden presentarse simultáneamente o con un pequeño intervalo de tiempo, las bombas con espoleta y las granadas de AE tendrán primero una acción de perforación completa, o incompleta seguida inmediatamente por una explosión.

El problema más sencillo teóricamente, es el de la resistencia al choque de los proyectiles semi-perforantes a 90° y de los proyectiles perforantes a ángulos pequeños.

Los proyectiles semi perforantes aéreos, con un peso de 1.000 o más kilos, y con un diámetro de 400 a 600 m/m. estarán animados de una velocidad pequeña, 200 a 250 metros por segundo como máximo, pero su fuerza viva será considerable y comparable a la de un proyectil de 170 m/m. en la boca de la pieza. Sin embargo, dadas las diferentes características de los proyectiles de artillería y de los de aeroplano, allí donde el primero atravesaría una plancha de coraza de 500 m/m. el segundo no llegaría a penetrar en una plancha de la mitad de espesor. Claro que la mitad son 250 m/m. que aun es un espesor enorme, pero recordemos que para obtener la velocidad suficiente, los proyectiles aéreos deberán ser lanzados (sin velocidad inicial) desde una altura muy elevada, unos 2.000 metros aproximadamente, a la cual se tienen muy pocas probabilidades de alcanzar un blanco móvil. La mencionada capacidad de perforación puede, por tanto, ser considerada como excepcional. Por el contrario, en condiciones ordinarias de combate, serán de esperar los impactos de la artillería gruesa; si el ángulo de ataque de la trayectoria con la tangente a la plancha es superior a 40°, la acción será perforante; si es inferior a 40°, la acción será probablemente contundente.

Ahora bien, según Bertagna (Manuale del tiro navale, 1929, pags. 286 y siguientes), a las distancias de combate, un proyectil cuyo calibre sea aproximadamente igual al espesor de la plancha, no ejerce acción perforante propiamente dicha, aunque tenga cofia, a ángulos de ataque inferiores a 70 ó 75°. Si el calibre del proyectil es doble del espesor de la placa, la perforación tiene lugar a ángulos de caída comprendidos entre 90° y 55 ó 60°. Luego, como quiera que un proyectil de 406 m/m. 50 calibres a la distancia de 28.000 metros, tiene un ángulo de caída de 55° con la horizontal, vemos que la artillería gruesa no podrá ejercer acciones *perforantes* sobre las corazas horizontales, más que en casos excepcionales. A las distancias normales de combate, tan solo los calibres medianos ejercerán esta acción.

La acción de los proyectiles de grueso calibre será. por lo tanto, *contundente* en la mayoría de los casos. Para esta acción, el cálculo es impotente, según ha dicho Tresidder, tanto más cuanto que para ángulos pequeños (de 25° a 30°), en el primer instante del choque ocurre una deformación de la coraza que aumenta el ángulo de ataque en la 2.ª fase. La fórmula establecida por Tresidder ($e_1 = e : \cos \frac{1}{2} \theta$) y la de ($e_1 = e : \cos^2 \theta$), no tienen, por lo tanto, más que un valor teórico.

Lo que si se puede decir, es que en estas condiciones el modo de acción es muy diferente del de la acción perforante y requiere, por lo tanto, distintas características de coraza. La perforación es un fenómeno local y requiere coraza de gran dureza superficial y de gran tenacidad en todo su espesor, como en las corazas verticales; mientras que en la acción contundente el fenómeno afecta a una gran extensión y se requieren una cierta elasticidad y una mayor capacidad de absorción de trabajo, con el concurso eficaz de elementos estructurales próximos y lejanos.

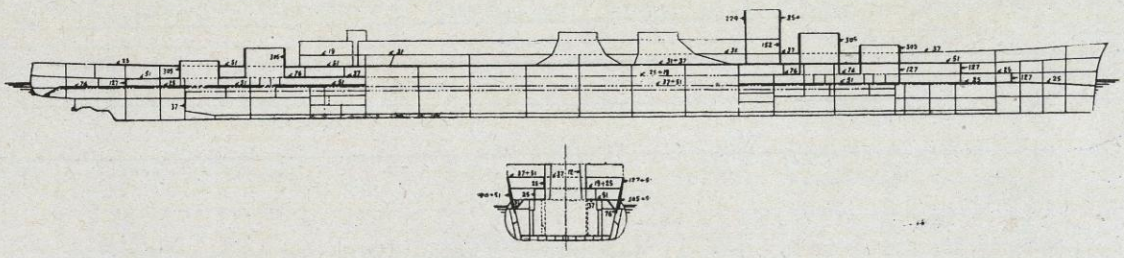
Condiciones en cierto modo análogas a estas, son las que concurren en los proyectiles y bomba que explotan al primer contacto con la coraza. E este caso, el fenómeno es parecido al de las explosiones submarinas, si bien teniendo en cuenta, naturalmente, la diferencia

de resistencia del medio ambiente, que es aire en vez de agua. También ahora necesitaremos una estructura capaz de absorver un *máximo* de energía dinámica, pues la acción será «desgarrante» y violenta en todas direcciones, aunque rápidamente decreciente a poca distancia del centro de la explosión (leyes del Dr. Bochmann), Tampoco en este caso nos podemos fiar del cálculo, no habiendo otro medio que la experiencia para mostrar como se comportan la acción de ataque y la defensa.

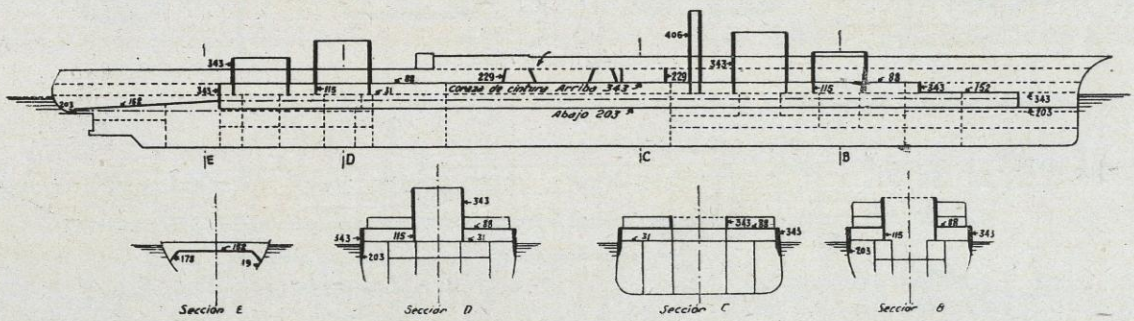
Experiencias no faltan, pero es difícil conocer exactamente sus resultados y, sobre todo, interpretarlos justamente. Al terminarse la Gran Guerra, bajo la influencia de la batalla de Jutlandia y cuando había disponibles muchos barcos, ex-alemanes unos y condenados por el tratado de Washington otros, se hicieron muy interesantes experiencias de tiro de todas clases sobre blanco real, en los Estados Unidos Inglaterra y Francia, de los cuales merecen recordarse las llevadas a cabo en América sobre el barco ex-alemán «Astfriesland» (12 Julio 1921), sobre el «Alabama» (23 Septiembre 1921) y sobre el gran acorazado «Washington» (Noviembre 1924) y las llevadas a cabo en Inglaterra sobre el acorazado «Monarch» (Enero 1925).

El autor describe en detalle algunos de los resultados obtenidos en estas experiencias.

3.—En todos los barcos modernos y en los recientemente transformados en vista de las lecciones deducidas de la última guerra, se ha seguido el criterio de disponer un sistema más o menos complicado de cubiertas protegidas. En las figuras 1 y 2 se han reproducido los esquemas del mayor acorazado americano Massachussets», (1) del último acorazado alemán terminado después de Jutlandia «Baden», del acorazado francés de 23.000 tons. «Jean Bart» y del último crucero de combate inglés «Hood» No existen esquemas oficiales de las últimas unidades inglesas post-Washington, ni del nuevo barco alemán «Ersatz-Preussen», por lo cual los croquis de la figura 3.ª son hipotéticos y deberán admitirse con todo género de reservas.



Crucero de combate «Hood»



Acorazado americano «Massachusetts»

Fig. 1

A las cifras de la tabla de la página siguiente y a los croquis de las figuras 1, 2 y 3, añade el autor algunos detalles, que copia de los siguientes trabajos:

a) «West Virginia», de la obra «Principles of Naval Architecture and Warship Construction», por Manning and Schumacher, U. S. Naval Institute, 1924.

b) «Baden», del artículo de Mr. S. V. Goodhall en las Transattions del I. N. A. 1921.

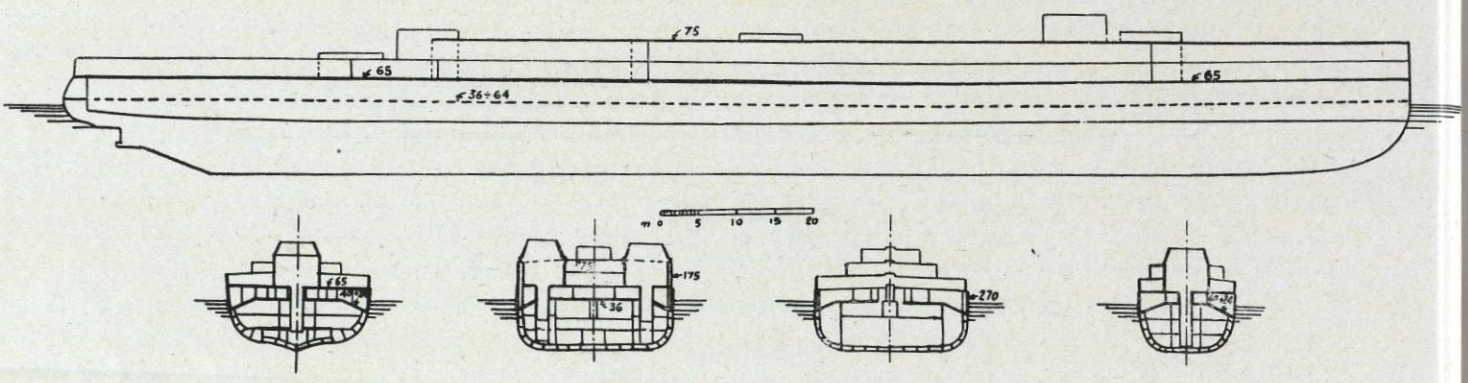
c) «Jean Bart».

d) «Hood», del artículo de Sir E. d'Eyncourt en las Transactions del I. N. A. 1920.

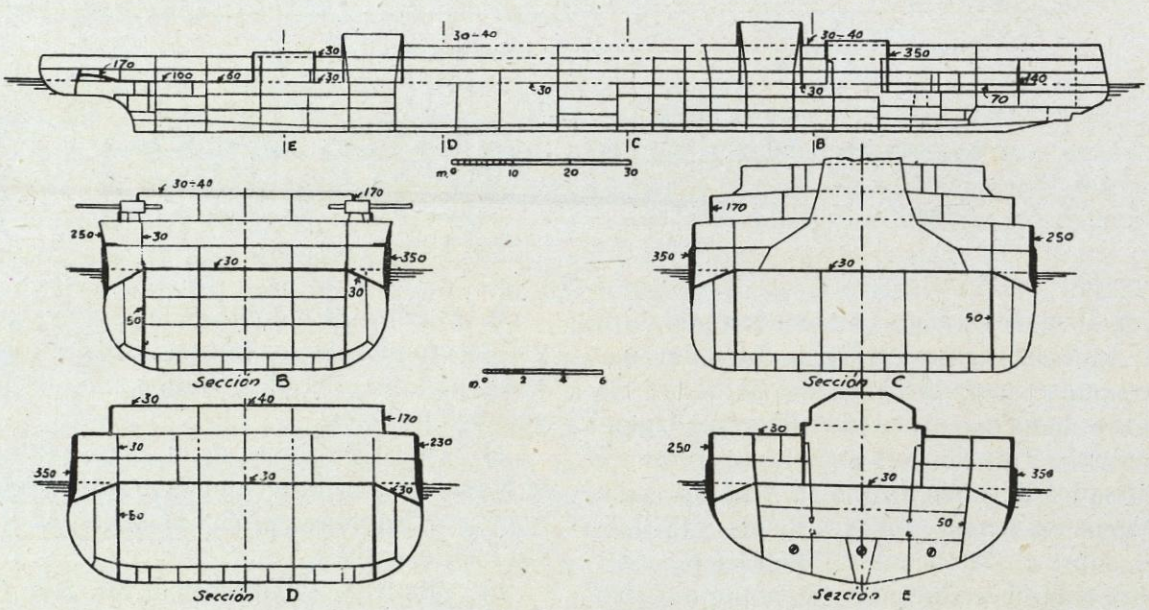
(1) N. de. T.—Muy parecido al «West Virginia».

Protección horizontal de algunos barcos modernos

	Protección del casco y de los pañoles de municiones en m/ms.								Distancia entre cubiertas en mts. (media)	Protección de la artillería en milímetros	
	Cubierta superior				Cubierta inferior					Techos de las torres	
	Proa	Pañoles de municiones	Aparato motor	Popa	Proa	Pañoles de municiones	Aparato motor	Popa		Artillería principal	Artillería secundaria
West Virginia .		87,2	(42'6 × 2)		127	37,8 (25,2 + 12,6)		127	2,23	127	
Baden. . . .			30÷40		60	30		60	6,65	120	30÷40
Jean Bart. . .		70	70		30	50÷70	50÷70	30	2,50	100	40
Hood . . .	50÷25	38	38	50	25	76÷50	50	75	5,50	127	
Nelson . . .		159									
Ers. Preussen .						75 (?)	38 (?)	75 (?)			



Acorazado francés «Jean Bart»



Acorazado alemán «Baden»

Fig. 2

e) «Nelson», del artículo de Sir William Berry en las Transactions del I. N. A. 1929.

f) «Ersatz-Preussen», del artículo de Mr. Bates en el Marine Engineering and Shipping Age, de Abril 1929.

4 La protección horizontal, como todas las

protecciones, debe cumplir con dos series de condiciones, unas «directas» para impedir la entrada de los proyectiles enemigos en la zona peligrosa del barco, y otras «indirectas» para limitar las consecuencias de un impacto afortunado del adversario.

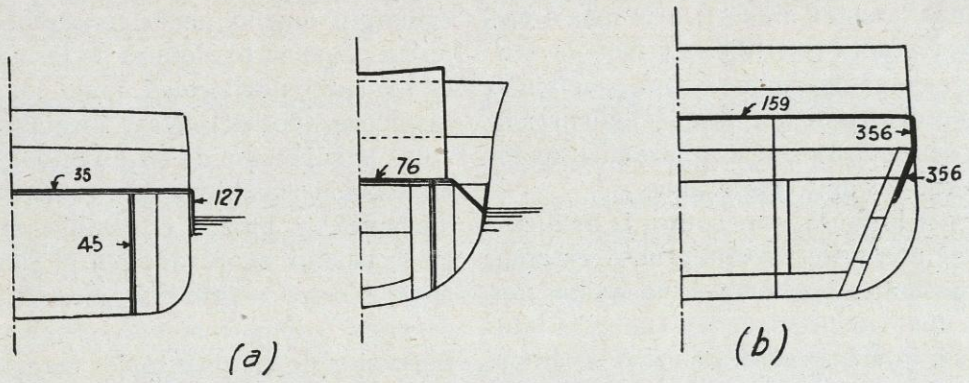
Ya se ha dicho que, en principio, la acción perforante exige una coraza de expesor medio rígidamente apoyada y análoga a una coraza vertical, mientras que la acción contundente requiere una gran elasticidad. Sin embargo, no parece necesario confiar estas dos funciones a dos distintos medios de defensa, tanto más cuanto que el elemento resistente deberá ser en todo caso el exterior. Hace falta, naturalmente una eficaz ligazón entre las diferentes partes (corazas entre sí y con sus soportes), por medio de baos, esloras y mamparos. Parece, por lo tanto, que lo más conveniente sería, una estructura longitudinal con robustos y próximos resfuerzos y con numerosos mamparos, complementada por una ligera cubierta inferior contra astillazos.

Ahora bien, ¿será posible resolver tan sencillamente el problema de la protección «directa», dentro de los limites de peso disponibles?

En lo que respecta a los proyectiles de artillería gruesa, casi siempre si, puesto que a la distancia de 20.000 metros (distancia normal de combate con buen tiempo), su efecto será tan solo contundente y, por lo tanto, un proyectil de 406 podrá ser desviado por una coraza de 100 a 125 m/m., siempre que la elasticidad de la estructura que la soporta, sea suficiente para permitir un rebote normal. Los proyectiles de 305 o de 330 exigirán espesores mayores, por ser mayor su ángulo de caida, pero estos espesores serán todavía compatibles, aunque difícilmente, con los desplazamientos del tratado de Washington.

En cambio, las grandes bombas aéreas semi-perforantes, con pesos superiores a 1000 k. y velocidades de caída de unos 250 metros por segundo, perforarían planchas de mucho mayor espesor y, por lo tanto, para oponerse a su acción perforante sería necesario recurrir a espesores incompatibles con los límites de desplazamiento del tratado de Washington.

Así pues, se considere o no la amenaza aérea de la misma importancia que la de la artillería y la submarina, no es posible pretender que las bombas aéreas sean detenidas por la cubierta superior. Lo que puede hacerse, análogamente a lo que se hace en las defensas submarinas, es procurar alejar todo lo posible la explosión, de la cubierta resistente.



(a) Sección probable del «Ersatz-Preussen»
(b) » » » «Nelson»

Fig. 3

En esta idea, una cubierta de 70 a 75 m/m., bien proyectada en sus detalles y bien sostenida por una estructura adecuada, sería suficiente, si está *suficientemente* distante del punto de explosión. Ahora bien, ¿como puede lograrse que la explosión ocurra a la conveniente distancia de esta cubierta?

Las bombas y los proyectiles semi-perforantes están provistos de espoleta ligeramente retardada. Según Bretagna, en pruebas de tiro con proyectiles de 152, con espoleta de esta clase, se encontraron variaciones muy importantes de distancia de explosión, que son fnnción del espesor de la plancha y de la velocidad de caída. Es pues, imposible hacer un cálculo exacto, pero es indudable que conviene que la distan-

cia entre el elemento que «arma» la espoleta y el que resiste la explosión, sea lo mayor posible. Un espacio entre cubiertas de la altura ordinaria, no parece suficiente. Es preferible que entre ambas cubiertas exista además una cubierta intermedia.

El retardo de la explosión será tanto mayor cuanto mayor sea el espesor de la cubierta perforada, pero como nos conviene encontrar un espesor mínimo y, por otra parte, las espoletas de las bombas aéreas tendrán siempre muy poco retarde para no perder su principal ventaja que es la de explotar cerca de la superficie cuando caen en el agua, si tan solo consideramos el ataque aéreo, será suficiente que la primera cubierta encontrada por el proyectil, tenga un espesor de 38 a 50 m/m.

Este tipo de defensa, si los espesores y la distancia entre cubiertas son convenientemente elegidos, tiene también una eficacia más o menos completa contra la artillería y tiene la ventaja de que es más ligero que el otro, pudiendo ser adoptado dentro de los desplazamientos límites, así como quizás con desplazamientos inferiores, lo cual es muy interesante.

Vemos, por lo tanto, que contra la artillería nos conviene una sola cubierta gruesa externa, mientras que contra las bombas de avión nos convienen dos cubiertas, de las cuales la inferior ha de ser la más gruesa. En estos términos, la repartición del espesor total disponible entre la cubierta alta y la baja, depende de que demos más o menos importancia relativa a una o a otra forma de ataque

Hoy por hoy. la amenaza artillera tiene más importancia que la áerea, pero no sabemos lo que pasará en el futuro, y la cuestión de establecer los términos del problema para barcos que han de estar en servicio veinte o veinticinco años, es muy delicada.

Además de esta protección directa, se necesita una protección indirecta que garantice en lo posible la flotabilidad y estabilidad del barco. En esto coinciden las necesidades de la protección vertical, luego es conveniente la formación de una *zona celular* limitada por la coraza vertical, las cubiertas acorazadas y, si es necesario, una cubierta estanca un poco por debajo de la flotación.

La cubierta blindada inferior podrá coincidir con esta cubierta estanca a la altura del canto bajo de la coraza de cintura, y la cubierta blindada superior podrá estar a la altura del canto alto de la misma; pero si la cubierta inferior ha de ser la más gruesa, nos conviene aumentar en lo posible la distancia entre ambas, en cuyo caso la blindada superior deberá estar situada bastante por encima del canto alto de la coraza vertical, reforzando entonces el costado entre coraza y cubierta superior, con un espesor igual al de esta última.

La altura del canto alto de la coraza y la de la cubierta blindada superior sobre la flotación, son elementos muy importantes para asegurar la flotabilidad y estabilidad con barco escorado. Si es necesario, deberán sacrificarse incluso los espesores de coraza para conseguir un aumento de seguridad en este sentido.

La supresión de todas las aberturas en cubiertas y mamparos de la zona celular es un ideal del cual estamos todavía muy lejos. Sin embargo, mucho puede conseguirse si se combinan con acierto algunas de las características de los barcos existentes, como los guardacalores acorazados del «West Virginia» y del «Nelson», la supresión de las escotillas de máquinas en las cubiertas blindadas, como han hecho los alemanes, y quizás el establecimiento de un gran pasillo acorazado en el plano diametral para acceso, ventilación, etc, etc, de todos los grandes compartimientos. Según Sir William Berry una de las principales características del proyecto del «Nelson» es la gran reducción de aberturas en las cubiertas blindadas.

El autor da gran importancia a los detalles de construcción e insiste en lo de la ligazón entre las cubiertas blindadas y sus apoyos, punto al que los alemanes han dado siempre una gran importancia, aceptando todas sus consecuencias sobre el cuaderno de pesos.

Será necesario que cada plancha de cubierta tenga el espesor unitario máximo posible, con objeto de no emplear nunca más de dos (la inferior de material más dulce y la superior de material más duro), pero mejor aún una sola. Las dimensiones de cada plancha de blindaje serán las mayores posibles (más de 10 m. por 3 m. por 75 m/m.), para reducir en lo posible las uniones. Para estas, el medio ideal sería la soldadura, si se pudiese conseguir ésta con una resistencia y alargamiento iguales a los de las planchas a soldar (aceros al níquel y al vanadio).

Si se emplea el remachado, este deberá ser

calculado para resistir las explosiones, con la misma resistencia longitudinal que transversal y con la mayor cantidad posible de material que contribuya a hacer máximo el trabajo de deformación y mínimo el de rotura. Cuando sea posible, la junta consistirá en un escarpe de 4 a 5 cms. de anchura, que podrá llevar 3 ó 4 filas de remaches, con cubre-juntas sencillos o dobles con dos o tres filas más por cada lado, de manera que en total tendremos de 7 a 10 filas de remaches, necesarios para compensar el debilitamiento que de otro modo sería inevitable. En el caso de planchas superpuestas, podemos contentarnos con que cada una actúe como cubrejuntas de la otra, ya que un mayor espesor sería inútil pues, como es sabido, la resistencia a la explosión es la de un solo espesor, el más débil, naturalmente.

La cubierta deberá estar sostenida de tal manera que tenga la necesaria «resistencia elástica», pero al mismo tiempo hay que evitar que los soportes produzcan daño en las estructuras inferiores. El sistema más extendido es el de vigas de perfiles de gran peso (en general hierros en U de 200 a 250 m m de altura y 35 á 40 kgs. por metro, a distancias de 1 m. a 1,20 m.), pero también hay numerosos ejemplos de cubiertas sin estas vigas («Baden»). Si las vigas pueden ser de un material dulce, sólidamente unido a la cubierta u obtenido por una ondulación de las mismas planchas, formando un solo cuerpo y trabajando como una viga única, de tal manera que no se separen por choques o explosiones, evitando así el peligro de las proyecciones, el sistema podría ser adoptado. De esta manera, o bien por medio de la soldadura, se puede proyectar una cubierta blindada a semejanza de una cubierta ordinaria, preferentemente de estructura longitudinal, aunque la altura de los refuerzos obligue a dar mayor altura a la cubierta.

Si esta ligazón entre cubierta y perfiles no puede ser perfecta, quizás lo mejor será confiar exclusivamente en mamparos transversales y longitudinales, que tienen la ventaja de admitir la soldadura y de poder transmitir los esfuerzos directamente a los mamparos inferiores de la obra viva, con lo cual se aumenta mucho la capacidad de absorción del trabajo dinámico.

Ordinariamente, el mejor sistema será la combinación adecuada de mamparos y refuerzos transversales y longitudinales.

5.—La protección horizontal, en la medida que hoy día es necesaria, tiene una enorme influencia sobre el peso, la estabilidad y la resistencia de un barco.

Para formarse una idea de su influencia sobre el peso, basta recordar que en un barco como el «Nelson», con una superficie horizontal de 5.600 m². cada centímetro de espesor de coraza pesa cerca de 430 toneladas, y la coraza de una cubierta de 16 cms. de grueso, aunque no cubra más que *una quinta parte* de la superficie, pesará cerca de 1.400 toneladas. (Ni una cifra ni otra incluyen refuerzos ni cubrejuntas, lo cual hace subir los pesos en un décimo de su valor.)

Suponiendo que los espesores de las cubiertas blindadas sumen tan solo 100 m/m., el peso de la protección horizontal será bastante superior al décimo del desplazamiento, proporción que hasta la fecha parecía un buen término medio.

Desde el punto de vista de la estabilidad, es evidente que conviene la concentración del peso en la cubierta blindada inferior.

En lo que respecta a la resistencia del barco, las cubiertas blindadas construídas con una buena trabazón entre sus partes, tienden evidentemente a reforzar el barco, cuando están alejadas del eje neutro, siendo ventajosas desde el punto de vista de la utilización del material, aunque por la subida del C. G. que originan, produzcan un aumento de carga de trabajo en el material del pantoque. Esta favorable influencia sobre la resistencia no es, sin embargo, suficiente para compensar el aumento de peso que las cubiertas blindadas producen, y que constituye una invitación a los grandes desplazamientos y una causa de debilidad en los desplazamientos medianos, para los cuales un «satisfactorio compromiso» entre los sumandos del exponente de carga, es cada vez más difícil y a veces, quizás imposible. **(A. M. M.)**

RESISTENCIA Y PROPULSIÓN

Fractura por "fatiga" de aceros fundidos y forjados (A. Mac Gregor, *North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, Transactions,* Abril 1930)

Largo e interesante artículo sobre los fun-

damentos teóricos de la «fatiga» y medios de evitarla.

Empieza por definir el término «fatiga», que en concepto del autor ha sido empleado con excesiva profusión, y que estima no debe aplicarse más que a aquellas fracturas causadas por esfuerzos repetidos y que no causan modificación en el contorno exterior de la pieza. Para que exista «fatiga» es necesario que exista fractura, aunque esta sea microscópica.

Esto último es fundamental, pues está muy extendida la creencia de que los materiales, bajo repetidos esfuerzos, cambian su extructura cristalina y quedan predispuestos para una fácil rotura. Esto es un error, en su concepto. Lo que sucede es, que cuando una pieza está accidentalmente sometida a una carga superior a la normal de trabajo, aunque sea muy inferior a la carga de rotura, puede ocurrir que en aquella parte de la pieza donde las cargas por unidad superficial sean máximas, se rompan algunos cristales y desde ese momento se inician las condiciones que conducen a la fractura por fatiga, siendo solamente una cuestión de tiempo el que esta tenga lugar. La próxima vez que ocurran esfuerzos anormales, la carga en las inmediaciones del primer o los primeros cristales rotos será mayor y, por lo tanto, se romperán algunos cristales más, y así se repetirá el fenómeno con la consiguiente extensión de la grieta, hasta que la sección resistente no sea suficiente para aguantar la carga normal y entonces se producirá la rotura completa.

La fatiga es, por lo tanto, un fenómeno puramente mecánico que no afecta más que a una sección, permaneciendo intacto el resto del material. De aquí que sea erróneo el concepto de que la fatiga es como un cansancio general del material, existente antes de la iniciación de la fractura. La palabra con que se designa el fenómeno no es, por lo tanto, muy apropiada.

El aspecto del material en una sección que ha roto por fatiga, es muy característico. Generalmente una parte de la sección tiene un color obscuro o negro y el resto es brillante y cristalino. La primera parte corresponde a la grieta progresiva de la fatiga, y la segunda a la fractura súbita por reducción de sección. Casi siempre, la parte correspondiente a la grieta de fatiga presenta particularidades dignas de estudio que si se interpretan correctamente, pueden ayudar mucho en el diagnóstico de la fractura. Una de las primeras cosas que se suelen notar, después de apreciar el color y lo liso de la superficie, es una serie de líneas o rayas que se extienden en forma de abanico a partir de un punto, generalmente situado en el exterior de la estructura. Estas líneas están cruzadas por otras, que son simplemente cambios de color y que tienen forma de anillos, con su centro en el punto donde comienzan las líneas radiales.

En la interpretación de las características de la sección de fractura, el autor se extiende bastante, empezando por querer determinar el factor *real* de seguridad de la pieza por medio de la proporción existente entre el área de la parte brillante y el de la parte obscura. Con muchas reservas establece que si, por ejemplo, la fractura es brillante en un 25 % de su sección y opaca en un 75 %, prescindiendo de los esfuerzos que iniciaron la fatiga, la carga normal de la pieza ha sido una cuarta parte de su resistencia a la rotura, es decir que el factor de seguridad ha sido de 4 a 1.

La coloración opaca de la parte de sección de fractura correspondiente a la grieta de fatiga, así como la lisura de su superficie, cree el autor que son debidas al rozamiento entre las dos mitades de los cristales rotos. El punto en que coinciden las líneas radiales, es, s n duda el origen de la fatiga, y es precisamente en ese punto donde está la causa de la fractura.

Pasa luego a exponer algunas posibles causas o condiciones que pueden conducir a la presencia de la fatiga, entre las cuales las más importantes son:

1.ª—Debilidad en un punto de la estructura cristalina, debida a deficiente tratamiento térmico del material.

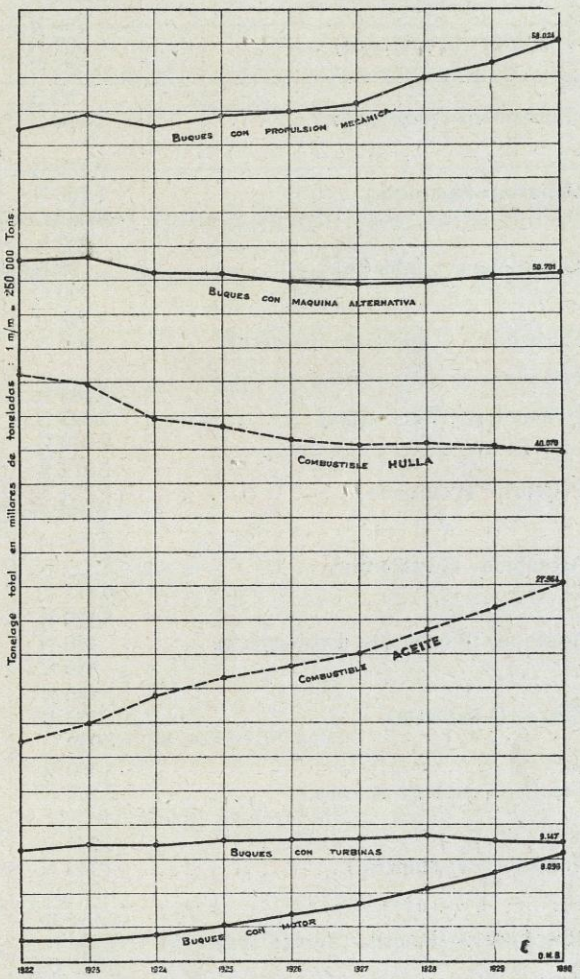
2.ª—Mala distribución de las cargas por efecto de deficiencias en proyecto tales como aristas vivas, etc., mala alineación de ejes, vibraciones, corrosión del metal, etc., etc.

Estas y otras muchas causas probables de fatiga, son detalladamente analizadas en su doble aspecto metalúrgico y mecánico, para terminar con una larga lista de ejemplos y algunas fotografías. **(A. M. M.)**

INFORMACION PROFESIONAL

MARINA MERCANTE

En el informe anual sobre las operaciones de la Sociedad Lloyd's Register of Shipping correspondiente al año 1930, figura la acostumbrada estadística relativa al tonelaje mundial de los buques con propulsión mecánica, mayores de 100 toneladas de arqueo total. Hemos considerado interesante reproducirla gráficamente, con objeto de obtener rápidamente, la idea comparativa del crecimiento que viene teniendo el empleo del motor de combustión interna para la propulsión de los buques, así como el de combustible líquido, ante el estacionamiento que se observa respecto a los barcos que utilizan el vapor y el carbón.



PERSONAL

En el mes de Diciembre pasado, terminaron sus estudios en la Academia de El Ferrol, los Ingenieros Navales:

Don Augusto Riquelme; don José de la Figuera; don Félix Rebollo; don Luis Bruna; don Andrés Guerreiro; don Leandro Fernández; don Luis Martínez.

INGENIERÍA NAVAL felicita a los nuevos compañeros, deseándoles grandes triunfos en su carrera y de los que contando con su labor y entusiasmo, espera mucho, en prestigio de la profesión.

VENTA DE BUQUES

Nombre	Tonelajes	Dimensiones	Año de construcción	Tipo de maquinaria	Precio en pesetas oro
«Citta di Génova (3 cubiertas)	7.728 B 4.503 N 9.200 C	139.00 × 16,90 × 10,73	1903	triple	312.000
«Toreador» (2 cubiertas)	946 B 387 N 1.525 C	75,30 × 10,30 × 3,51	1921	triple	378.000
«Tribesman» (remolcador)	83 B 78 N	22,90 × 5,50 × 2,75	1917	triple	91.800
«Amazon» (spardeck)	2.759 B 1.763 N 4.665 C	97,60 × 14,02 × 3,81	1903	triple	170.000
«Christiana» (1 cubierta)	282 B 95 N 300 C	36,60 × 7,01 × 2,75	1896	compound	25.200
«Emstroom» (2 cubiertas spardeck) . . .	3.598 B 2.806 N	103,50 × 13,55 × 9,45	1901	triple	138.700
«Hyacinthus» (2 cubiertas)	5.785 B 3.693 N 9.040 C	137,70 × 15,85 × 8,62	1902	triple	209.000
«Petworth» (1 cubierta).	2.012 B 1.224 N 3.305 C	86,60 × 18,25 × 5,87	1918	triple	417.000
«Ashtabula» (2 cubiertas).	7.025 B 4.527 N 6.975 C	130,70 × 16,60 × 9,30	1903	triple	808.000
«Brigthon» (2 cubiertas awningdeck). . .	1.129 B 480 N 446 C	83,40 × 10,35 × 4,27	1903	turbina	277.000
«Elizor» (1 cubierta)	730 B 333 N 1.040 C	55,30 × 8,69 × 3,66	1919	triple	166.000
«Fasolt» (1 cubierta spardeck)	3.380 B 2.147 N	99,20 × 13,12 × 5,65	1894	triple	90.600
«Northfield» (1 cubierta)	744 B 340 N 1.025 C	55,20 × 8,55 × 3,82	1917	triple	138.800
«Prins Federik Hendrik» (2 cbtas. spardeck)	2.164 B 1.366 N 2.525 C	97,70 × 12,20 × 5,65	1904	triple	201.500
«Whitgift» (1 cubierta).	287 B 104 N 310 C	36,60 × 7,17 × 3,12	1917	compound	75.600
»Admiral» (1 cubierta).	243 B 93 N	36,90 × 6,71 × 2,90	1906	compound	63.000
«Merannio» (1 cubierta)	939 B 563 N 1.280 C	66,00 × 9,66 × 4,13	1881	compound	50.400
«Pengam» (1 cubierta).	825 B 396 N 1.025 C	65,10 × 9,15 × 4,73	1897	triple	82.000
«Saint-Ardrew» (1 cubierta spardeck) . .	5.616 B 3.535 N 9.000 C	121,80 × 16,18 × 9,92	1919	triple	630.000
«Andrea» (1 cubierta spardeck).	2.935 B 2.533 N	103,60 × 14,62 × 5,95	1899	triple	108.200
«Armonia» (1 cubierta)	4.147 B 2.623 N 5.525 C	103,20 × 14,48 × 7,31	1900	triple	108.200
«Norrix (1 cubierta).	271 B 97 N 260 C	36,45 × 11,10 × 5,05	1914	triple	100.800
Susanne Vinnen (motor aux, 2 cubiertas) .	1.859 B 1.548 N 2.400 C	79,75 × 13,50 × 5,80	1922	motor	466.000