

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 V CARTAGENA 1.º NOVIEMBRE 1933	NÚM. 51	TALLERES TIPOGRÁFICOS LA TIERRA PRÍNCIPE DE VERGARA, NÚM. 2
--	---------------------------------------	---------	--

Precios de suscripción (año): España y América 30 ptas. Demás países 40 ptas. - Número suelto 3 ptas. en España y América y 4 ptas. en los demás países - 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		Páginas
Barcazas basculadoras. (Comunicación leída en el 2.º Congreso de Ingeniería Naval el día 8 de Junio de 1933), por <i>Rafael Crespo</i>	506	ELECTRICIDAD	
Combinación propulsiva. (Comunicación leída en el 2.º Congreso de Ingeniería Naval el día 8 de Junio de 1933), por <i>Mateo Abelló y Luis Santomá</i>	511	Soldadura eléctrica y corte con soplete acetilénico o de gas de hulla	538
El barrido del cilindro del motor de 2 tiempos, por <i>Ernesto Stewart</i>	515	METALURGIA	
Algunas observaciones sobre el proyecto de la estructura del casco resistente de los submarinos, por <i>R. L. Payne</i>	525	Cómo hacer maquinable la soldadura en piezas de fundición	539
NOTAS BIBLIOGRÁFICAS		ORGANIZACIÓN DE SERVICIOS	
BUQUES DE GUERRA		Progreso individual	540
La potencia motriz y el radio de acción de los nuevos acorazados alemanes del tipo «Deutschland»	535	MISCELÁNEA	
El crucero de combate alemán «Leipzig».	536	Utilización del aire comprimido para pintar	541
Nuevo crucero holandés	536	LIBROS RECIBIDOS	541
MÁQUINAS DE VAPOR		INFORMACIÓN PROFESIONAL	
Recientes progresos en las instalaciones de turbinas de exhaustación en el Japón	537	Lanzamiento del petrolero «Campilo» y puesta de la quilla del cañonero transporte «A» para la Armada mejicana	542
		Nuevo Reglamento para el servicio de prevención y extinción de incendios en los buques de pasaje	543

Barcazas basculadoras

Comunicación leída en el 2.º Congreso de Ingeniería Naval el día 8 de Junio de 1933

por Rafael Crespo Ingeniero Naval

(Conclusión)

Como consecuencia de lo anteriormente expuesto, podremos dibujar la curva representativa del par escorante partiendo del punto del eje cuya abscisa corresponde al ángulo de vertido, pasando por un máximo en la del ángulo correspondiente a la horizontalidad de la línea de unión de los centros de gravedad y terminando, simétricamente de este punto, en el eje de abscisas otra vez. Nos colocamos de este modo en la hipótesis más desfavorable, puesto

teriormente, pero hemos de observar que, desde el mismo momento en que se inicia el vertido de la piedra, la curva de estabilidad correspondiente no es la que hemos considerado, sino que pasa sucesivamente a ser las que hemos dibujado en la figura 6.

¿De qué forma pasa la embarcación de un desplazamiento a otro menor? O de otro modo. ¿Cuál es la ecuación del movimiento ascensional de la embarcación al descargarse? Aquí

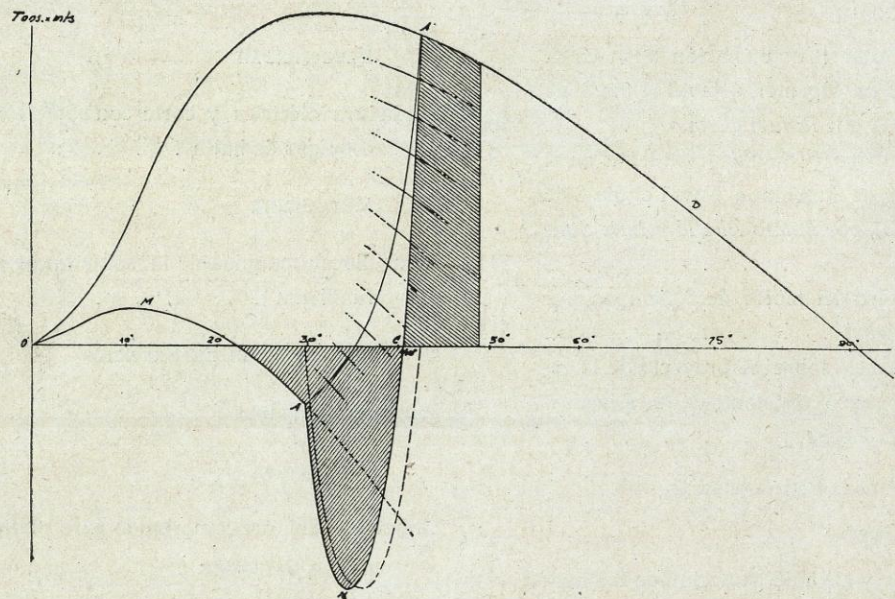


Fig. 6

que, en la realidad, este último punto tendrá menor abscisa, ya que el movimiento de la piedra es sobreacelerado, por unirse a su propia característica de movimiento sobre un plano inclinado, la variación de pendiente de este último.

Si el desplazamiento no variase, es claro que obtendríamos el trabajo escorante total integrando el área encerrada por el contorno resultante de adicionar a la curva de estabilidad con carga total, la parábola que hemos definido an-

teramente, pero encontramos otra vez con el escollo matemático, puesto que la complicación para expresar analíticamente la ley de este movimiento entra en el terreno de lo impracticable, ya que las hipótesis simplificativas que habríamos de admitir, nos llevarían en realidad tras laboriosísimos cálculos, al estudio de un fenómeno totalmente distinto en esencia del que nos proponíamos estudiar; esto sería, como dice el ilustre Doyere en su magistral «Teorie du Navire», un

ejercicio más o menos brillante de análisis matemático, pero no sería nunca teoría del buque.

El procedimiento seguido para resolver este punto es aproximado y se basa en las siguientes consideraciones: La parte sumergida del buque en el momento de quedar libre de toda carga, es una zona pentagonal (figura 5),⁽¹⁾ relativamente próxima a un triángulo; en el movimiento ascensional de la embarcación, dicha zona triangular va disminuyendo de sección, pero conservando siempre la citada forma; la fuerza de flotabilidad producida será de creciente y, por consiguiente, la aceleración por este concepto decrecerá igualmente hasta quedar neutralizada

que simplificada, y haciendo

$$a = \omega \frac{g L}{2 P}$$

resulta:

$$\frac{d^2 p}{d t^2} - ap^2 + 1 = 0$$

Esta ecuación resuelta respecto al tiempo nos conduce a la integración de una elíptica clásica en su forma canónica, que es la elíptica de Weterstrasse, que nos permite comprobar que el movimiento es levemente acelerado.



Barcaza basculadora para el servicio de puertos en posición de adrizado

por la de la gravedad, de la cual es función el peso de la embarcación.

Para un ángulo de inclinación dado θ la flotabilidad en un momento dado será:

$$F = \frac{1}{2} \omega L p^2 \text{ctg } \theta$$

siendo p el calado medido sobre el costado sumergido de la banda de escora. La ecuación diferencial del movimiento, siendo P el peso en lastre de la embarcación, será:

$$\frac{P}{g} \cdot \frac{d^2 p}{d t^2} = \frac{\omega L p^2}{2} \text{ctg } \theta - P$$

Por otro lado, la embarcación, efecto de la aceleración que posee al arrojar la carga, seguirá escorando con un movimiento que puede suponerse en principio como uniformemente acelerado, ya que es debido a una sobreaceleración progresiva originada por el par de estabilidad que es negativo, según sabemos, en este periodo y progresivamente creciente. A su vez, la embarcación recibe un amortiguamiento debido a la resistencia del medio.

En resumen, el movimiento ascensional no debe andar muy lejos, en la práctica, de un movimiento uniforme y el movimiento angular de serlo uniformemente acelerado. La composición de ambos conduce a representar la línea de paso

(1) Véase INGENIERÍA NAVAL, Octubre 1933.

de unas curvas de estabilidad a otras por una curva parabólica de grado superior que empieza en A sobre la curva de estabilidad en carga y termina en A' sobre la curva de estabilidad en lastre.

A partir de esta línea y para diferentes abscisas, hemos restado las ordenadas correspondientes al par escorante producido por el corrimiento y vaciado de la carga, lo que nos da para curva de estabilidad durante la fase estudiada la línea compuesta OMANCA' DE.

El trabajo total escorante estará representado por toda la zona rayada y deberá ser absorbido por la parte de curva situada a la derecha del punto C de intersección con el eje de abscisas según sabemos, viéndose por la forma de las curvas que este trabajo es pronta y fácilmente neutralizado por el del par adrizante sin llegar a escoras que comprometan en absoluto la estabilidad de la embarcación.

ción es producir la iniciación del movimiento antes que la escora alcance el valor correspondiente a la tangente del ángulo de vertido, si bien por las formas de las curvas que hemos visto anteriormente esta ventaja no es muy importante.

Observando la maniobra de estos artefactos se ve que en el caso de cubierta recta, inclinado o nó, toda la piedra se traslada con la misma aceleración instantánea en toda la capa de carga. Como consecuencia vierte primero la que está más cerca de la banda de escora y si el movimiento de basculación no es lo suficientemente rápido puede ocurrir que precipitándose a la mar parte de la carga, la embarcación inicie la recuperación tan seguidamente que el agua que hay en el tanque de lastre juntamente con el par producido por la traslación lateral de la carga restante no sea suficiente para produ-

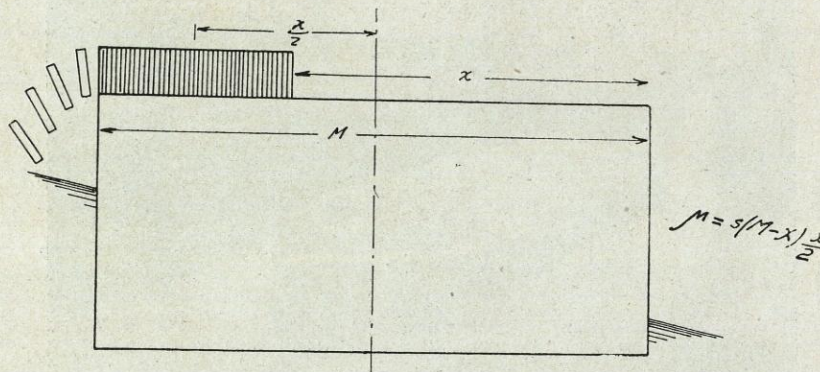


Fig. 7

El examen de las curvas nos autoriza igualmente a afirmar que aun en casos más desfavorables de los de las hipótesis admitidas, la consecuencia deducida anteriormente, no sería menos cierta.

No obstante lo anterior, para tener un mayor margen de seguridad, así como conseguir que la operación de vertido sea rápida y sin solución de continuidad alguna, se suelen adoptar diversas disposiciones para el perfil de cubierta. En general, y salvo casos muy excepcionales, no es necesario que las barcas viertan indistintamente por ambos costados siendo suficiente que lo hagan por una sola banda. A este efecto el dispositivo más sencillo adoptado es dar a la embarcación distinto puntal a ambas bandas y construir la cubierta con pendiente uniforme entre estos dos puntos; el efecto de esta disposi-

cir de nuevo la escora necesaria para conseguir la descarga total.

Para evitar esto, se procura que la carga no arranque al mismo tiempo toda sino que inicie el movimiento la que está más distante del borde de vertido, comprimiéndose contra la que tiene por delante, empujándola y siendo la causa inmediata del vertido de esta.

Este efecto se conseguiría haciendo que la pendiente de la cubierta aumentase progresivamente desde un cierto valor en la banda de descarga. Desde otro punto de vista podría imponerse la condición de que la piedra tenga una tendencia al vertido tanto mayor cuanto más distante sea su posición del borde de descarga ya que el efecto sería sensiblemente el mismo requerido por la condición anterior. Computando esta tendencia como la intensidad de una

fuerza paralela al fondo de la embarcación y dirigida hacia el mencionado borde de descarga podremos escribir de acuerdo con la nota-

se adopta en la práctica el perfil deducido anteriormente sino que se dispone la mitad de la cubierta comprendida entre el plano longitudinal del buque y el borde de descarga según un

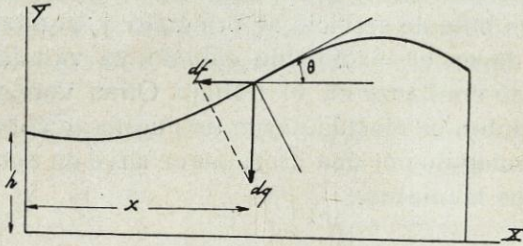


Fig. 8

ción de la figura 8 la siguiente ecuación para el empuje elemental

$$df = dq \cdot \operatorname{tg} \theta = kx \cdot dx$$

de ella se deduce que:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{k \cdot x}{p}$$

poniendo en lugar de $\operatorname{tg} \theta$ su equivalente, podremos escribir

$$\frac{dy}{dx} = \frac{k}{p} x$$

esta sencilla ecuación diferencial resulta y teniendo en cuenta que en las condiciones iniciales $x = 0$, $y = h$, nos dá para valor de la ordenada en cada punto de la cubierta

$$y = \frac{k}{2p} x^2 + h$$

que es la ecuación de una parábola de eje vertical con el vértice en el trancañil de la banda de descarga.

Esta es la solución teórica ideal que concuerda con la que en principio me sugirió la persona por cuyo encargo se construyeron estas embarcaciones, un Ingeniero de Caminos ilustre tanto por su apellido como por su labor personal en la dirección y resurgimiento de un popular puerto del Mediterráneo.

Las hipótesis en general no circunscriben la realidad tan estrechamente como es necesario para aplicar directamente a la práctica los resultados obtenidos teóricamente; así pues, no

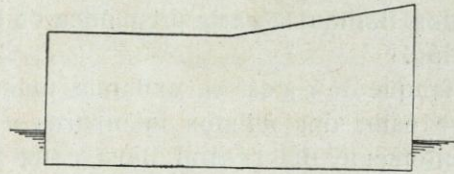


Fig. 9

plano horizontal y la otra mitad en sentido ascendente desde crujía hasta el costado opuesto, según se indica en la figura 9. El efecto de esta disposición es, como decíamos anteriormente, conseguir que la carga inicie su resbalamiento en la mitad más alejada del costado de vertido provocando el empuje del resto de la piedra y consiguiéndose, de este modo, una caída prácticamente simultánea de toda la carga.

Este mismo efecto se consigue con una cubierta recta horizontal o inclinada mediante una somera estiba de la carga. Para ello las piedras o bloques situados en la mitad de cubierta correspondiente a la banda de escora, se colocan de modo que descansen sobre la cubierta por sus bases, entendiéndose por tales las superficies toscamente planas que resultan del arranque de estos grandes bloques. En la banda contraria la estiba se hace de modo que estas piedras apoyen sobre cubierta de punta, apuntalándose una con otras. Antes de llegar al ángulo de resbalamiento la piedra colocada de punta inicia su movimiento según hemos dicho y el resto del fenómeno se desarrolla en una forma ya conocida.

Como complemento de cuanto llevamos dicho indicaremos que para facilitar los cálculos de estabilidad, hemos calculado las carenas inclinadas transversalmente para inclinaciones que varían desde 0 hasta 90°, determinando los valores correspondientes a los desplazamientos y brazos de palanca respecto al eje longitudinal del buque, determinado por la intersección de los planos longitudinal y de base, y de ellas se han deducido los valores para dibujar las curvas C y las evolutas metacéntricas correspondientes.

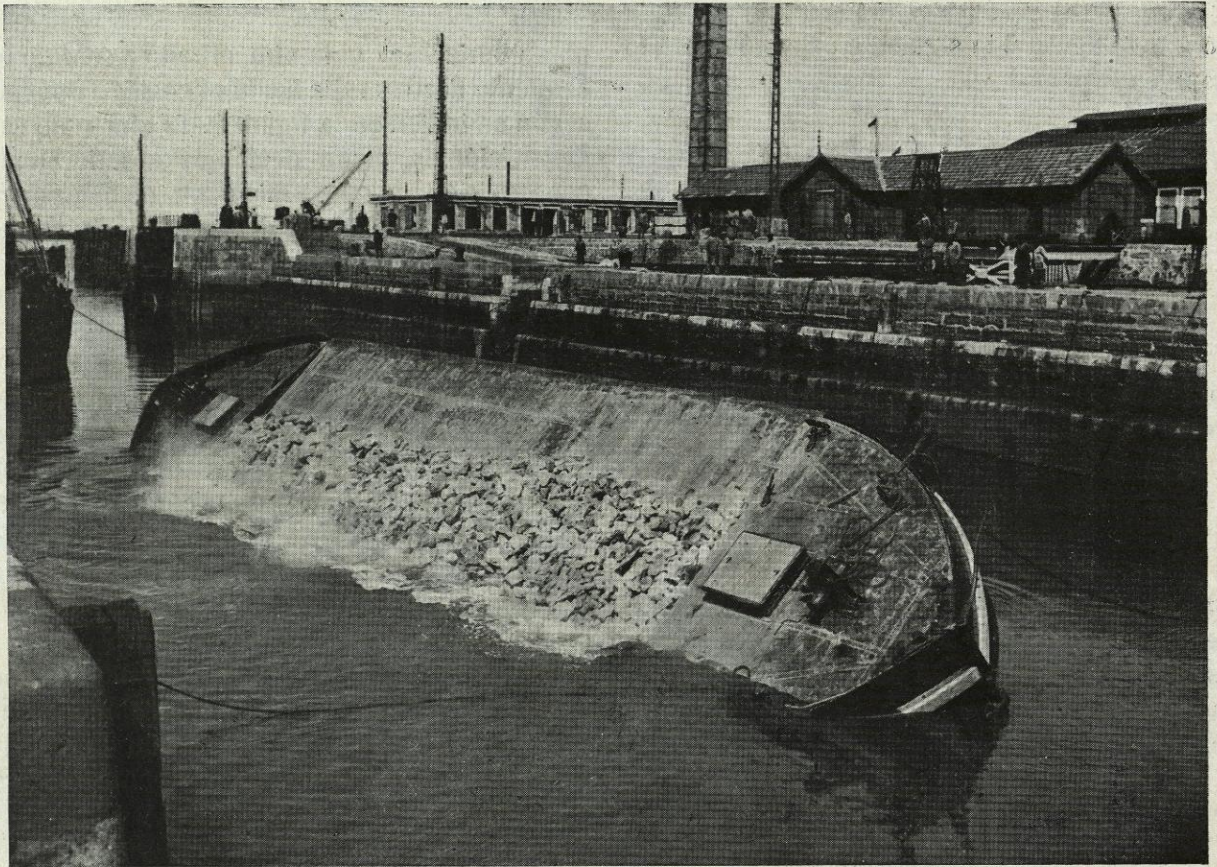
Las formas de las embarcaciones desde el punto de vista de la construcción y según se

deduce de cuanto llevamos expuesto, son simplificadas, con ojivas en los extremos y el fondo ligeramente levantado en estos. Van subdivididas en cuatro compartimentos estancos por tres mamparos transversales, de los cuales uno de ellos va situado en la cuaderna media y los otros dos limitan la parte prismática de la embarcación.

El tanque de escora se extiende únicamente entre estos dos últimos mamparos e independientemente del central, lleva cada medio

seguir una fácil evacuación del aire del tanque al inundar éste.

Las válvulas se maniobran desde el costado, en algunos casos estando el obrero que lo hace, de pie sobre el cintón, alejándose de la barcaza en un bote de servicio al principio y permaneciendo en el mismo sitio cuando ya va adquiriendo confianza en el trabajo. Otras veces, la maniobra se efectúa desde un puesto de cubierta protegido por una brazola que sirve de apoyo al que maniobra.



Barcaza basculadora para el servicio de puertos en posición de verter

tanque un mamparo contrabalance para evitar corrimientos de grandes paquetes de agua que alteren el equilibrio en sentido longitudinal.

Cada tanque va servido por dos grandes válvulas de compuerta del orden de 250/300 m/m. de diámetro, con objeto de conseguir una rápida inundación de los compartimentos correspondientes. Estas van montadas entre el fondo del tanque de basculación y el de la gabarra.

Asimismo llevan tubos de respiró para con-

Como dispositivo especial de esta clase de embarcaciones, mencionaremos el grueso enmalletado de madera que soporta la cubierta de carga y resbalamiento, la cual, por la índole de su trabajo, recibe el nombre de cubierta de desgaste, y tiene a su vez fuertes espesores.

Dicho enmalletado está formado por dos tongadas de tablones de pino ordinario, dispuestos en sentido longitudinal y con todas las juntas encontradas, de modo que reparten uniformemente el peso de las cargas sobre los baos.

El espesor de dichos tablonos es el corriente en el mercado, esto es, de 2" a 3" teniendo por tanto el enmalletado un grueso total de 4" a 6".

Sobre este va colocada una cubierta de acero de 10 a 15 m/m de espesor según los casos, solapada a tingladillo y cogida a los baos por tornillos pasantes a través del enmalletado de madera.

El soporte así obtenido es prácticamente per-

fecto y durante una operación de carga tuvo ocasión de comprobarlo al faltar la cadena de una braga. La piedra, un bloque de unas 7 toneladas de peso, cayó sobre cubierta desde una altura aproximadamente de dos metros, produciendo una inmersión dinámica de la gabarra de cerca de 15 cm. y sin que a pesar del formidable impacto produjese deformación local de ninguna especie.

Combinación propulsiva

Comunicación leída en el 2.º Congreso de Ingeniería Naval el día 8 de Junio de 1933

por Mateo Abelló y Luis Santomá Ingenieros Navales

Voy a exponer un pequeño trabajo, cuyo origen y nacimiento pertenecen exclusivamente a mi compañero don Mateo Abelló. Como no me gusta adornarme con plumas ajenas, voy a aclarar que yo no he hecho otra cosa que cooperar en su desarrollo y aún debo confesar que en los primeros momentos no me sentía muy inclinado a prestar gran atención a la idea, pero como al ir estudiando más a fondo fué presentando aspectos interesantes, acabé por cautivarme y convertirme en uno de sus propugnadores.

Un ingeniero naval que se enfrenta con los problemas de la Marina Mercante, acabado de actuar en la construcción y proyectos de submarinos, tratará, indudablemente, de enlazar las dos actividades utilizando en la nueva razonamientos y soluciones de la anterior. Este es el caso del Sr. Abelló, quien conserva ideas y conceptos adquiridos en los años pasados discutiendo sobre submarinos y los aplica y extiende a los buques mercantes que constituyen nuestra actual ocupación, tratando de buscar analogías y diferencias entre unos y otros.

Como resultado de todo ello, ha llegado a una idea que creemos original y suficientemente interesante para someterla a vuestra consideración. Al hacerlo, pretendemos despertar vuestro interés y conseguir que, acogiéndola con cariño, nos ayudéis con vuestro criterio a fijarla, pulirla y sentarla y con vuestra aportación a resolverla

y ¿por qué no? a realizarla si juzgáis que verdaderamente lo merece.

A poco que sobre ello se discurra, se verá que el motor eléctrico de los submarinos que trabaja en la navegación sumergida pero que gira en vacío en la navegación en superficie, es un elemento poco aprovechado que quizá podría ser manantial de grandes ventajas si se tuviera un grupo electrógeno que lo alimentara. El motor eléctrico que constituye un peso muerto en la navegación en superficie, pasaría entonces a ser un elemento activo que sumaría su fuerza a la del motor Diesel resultando, en resumen, una propulsión Diesel-diesel eléctrica combinada.

Pues bien, al considerar un buque mercante de propulsión Diesel vemos que ocurre precisamente lo contrario. Tenemos en él unos grupos electrógenos, destinados a alimentar la maquinaria auxiliar, que de ordinario van parados en la mar y nos ha parecido que sería también muy útil, y, al mismo tiempo, manantial de numerosas ventajas, utilizarlos para producir por su intermedio una propulsión parcialmente eléctrica.

* * *

Para concretar esta idea, que ha de merecer la simpatía de los que propugnan la propulsión Diesel-eléctrica porque ayuda a resolver las tres principales dificultades que suelen oponérseles y que se refieren al peso, precio y rendimiento, hemos creído interesante considerar un buque

de nuestra marina equipado con motores Diesel, para hacer sobre él el estudio de la Combinación Propulsiva que proponemos y comparar las ventajas o inconvenientes que nuestra idea pudiera tener en relación con una instalación actual. El buque en cuestión lo buscamos en las páginas de nuestra revista INGENIERIA NAVAL y nos hemos fijado en el «Ciudad de Valencia», cuyas características y datos principales aparecen en el número de Octubre de 1932, bajo el epigrafe de «Buque B». Para completarlos, solicitamos y obtuvimos de la Compañía Transmediterránea permiso para visitarlo en el puerto de Barcelona y para hacer en él un viaje que nos pusiera al corriente de la utilización de la potencia eléctrica auxiliar durante la navegación, pero ha sido tan completa la información que nos ha dado el primer maquinista del buque que nos hemos juzgado suficientemente enterados y hemos creído innecesario hacer una nueva comprobación.

Nos es grato hacer constar desde esta tribuna nuestro agradecimiento por las facilidades que se nos han proporcionado.

El «Ciudad de Valencia» tiene dos ejes con un motor Diesel de 1120 HP. sobre cada uno, que le dan una velocidad de unos 15 nudos. Estos dos motores con un total de 2.240 HP. constituyen la potencia principal propulsiva. La potencia eléctrica auxiliar está suministrada por tres grupos electrógenos de 90 HP. cada uno, de los cuales dos pueden acoplarse a sendos compresores de aire de 33 HP. 140 m³ hora a 30 atmósferas.

Hemos examinado las necesidades de abordaje para determinar la potencia auxiliar máxima instantánea en puerto y en la mar, y hemos llegado a la conclusión de que, en puerto, dos grupos electrógenos son ampliamente suficientes para alimentar los chigres de carga y descarga y todos los demás servicios que no se pueden diferir. En la mar, las necesidades son menores y basta un solo grupo para alumbrado, timón y demás servicios. De aquí hemos deducido que la idea que habrá presidido al proyecto habrá sido instalar tres grupos idénticos para contar siempre con uno de reserva por lo menos.

Hemos dicho que en la mar uno solo de los grupos de 90 HP. era más que suficiente y de-

bemos añadir, que la potencia media auxiliar durante las 24 horas de navegación es sólo una pequeña fracción de la potencia de un grupo. Los tres grupos electrógenos quedan casi completamente inactivos en la mar y no habría inconveniente en utilizar su energía sobre el eje propulsivo permitiendo esta utilización disminuir la potencia de los motores principales. Para lograrlo, sería necesario acoplar al eje principal un motor eléctrico que recibiría la energía producida por los grupos electrógenos, dos de los cuales están actualmente completamente parados y el tercero trabajando solo a una pequeña fracción media de carga. La potencia del motor eléctrico debería ser de unos $3 \times 90 = 270$ HP. que representa, aproximadamente, un octavo de la potencia total.

Por otro orden de consideraciones hemos estimado la potencia mínima que debía tener el motor eléctrico en 1/8 de la potencia propulsiva total que, como primera aproximación, permitiría dar al buque una velocidad mitad de la velocidad máxima al funcionar solo el motor eléctrico y, como para alcanzar este valor es necesario utilizar los tres grupos existentes y no quedaría ninguna reserva, hemos aumentado hasta cuatro el número de grupos auxiliares, llegando al siguiente agrupamiento que nos proponemos comparar con el actualmente instalado en el «Ciudad de Valencia».

Combinación propulsiva

- UN solo eje con
- UN motor Diesel de 2000 HP. e igual número de revoluciones que los actuales.
- UN motor eléctrico de 280 HP. a 100 r. p. m.
- CUATRO grupos electrógenos de 90 HP.

«Ciudad de Valencia»

- Tiene DOS ejes con
- DOS motores de 1120 HP. cada motor a 200 r. p. m.
- TRES grupos electrógenos de 90 HP.

Hagamos un examen crítico comparativo de estas dos instalaciones.

Seguridad de navegación.—La agrupación existente en el «Ciudad de Valencia» con dos ejes

e independientes responde bien al deseo de seguridad de navegación para el que ha sido concebido. Tiene como ventaja inherente la de la *cia-boga*, ventaja verdaderamente muy secundaria y para la que no se haría ningún sacrificio a nuestro entender.

Esa cualidad de seguridad la tiene, y aún en mayor grado, la Combinación Propulsiva propuesta puesto que de averiarse el motor principal le queda el motor eléctrico de 1/8 de potencia, dando a la nave una velocidad mitad de la velocidad con la potencia conjunta. Esa velocidad no sería, en verdad, muy alejada de la que se obtendría prácticamente con un solo motor lateral sino se quería sobrecargar este y en todo caso a costa de un elevado consumo, no estando exento de peligros el tener que llevar constantemente el timón a una banda.

Una vez considerado averiado un motor, la posible avería del medio restante de propulsión está de hecho eliminada en la Combinación Propulsiva, ya que son 3 los grupos que trabajan sobre el motor eléctrico.

En cambio, es incrementada la normal posibilidad de averías en el otro motor en marcha en la instalación actual, ya que la causa de avería del primero existe igual para el que queda. En resumen, cambiamos la cualidad de *cia-boga* para una mayor seguridad de navegación que es, en definitiva, la cualidad que determinó la colocación de dos ejes.

Economía de funcionamiento.—Bajo este aspecto, la comparación puede limitarse a la clásica comparación entre la propulsión por un solo eje o por dos. La conclusión es siempre favorable a un solo eje, debido al mejor aprovechamiento de la corriente de estela por la hélice central. También es más económico el motor Diesel único, pequeña ventaja que dejamos compensada por el rendimiento menor del 1/8 de potencia Diesel eléctrica. En resumen, una ventaja manifiesta de, por lo menos, un 5 % de economía.

Maniobrabilidad.—Quizás en lo dicho hasta aquí hemos dejado de subrayar la supresión de la puesta en marcha por aire del motor principal; la reversibilidad de éste y su puesta en marcha la efectuará el motor eléctrico montado sobre el eje principal. Esta disposición suprime la probabilidad de averías inherente al arranque por aire, al sufrir los cilindros, válvulas y pistones, los cambios bruscos de temperatura al ser

puesto en marcha con aire expansionado en su interior.

Aunque ya citado en el punto de seguridad, debemos repetir que con la existencia de un solo eje hemos perdido la cualidad de la *cia-boga*, cualidad de poco aprecio normalmente. El balance, bajo este aspecto de la maniobrabilidad, consiste en el cambio de la *cia-boga* por una mayor seguridad de la puesta en marcha y reversibilidad en la Combinación Propulsiva y en la posibilidad de llevar al puente el manejo del motor eléctrico para maniobras en puerto.

Claro que si en casos especiales, esta cualidad de la *cia-boga* tomase cierta preeminencia, también cabría hacer la Combinación Propulsiva manteniendo los dos ejes.

Espacio.—Al refundir los dos motores principales en uno solo se gana siempre espacio en planta, pero, además, el volumen es mejor utilizado y posibilita el escoger un motor más lento al permitir que tenga una carrera de émbolo mayor, ya que el motor central utiliza el espacio de lumbrera de máquinas.

Simplicidad.—Un motor central representa más sencillez que dos laterales. Esta evidente cualidad está contrarrestada por la existencia adicional de la energía eléctrica, pero ya sabemos cuan fácilmente resuelven las casas suministradoras de los aparatos los problemas prácticos que las instalaciones eléctricas suscitan. Si se tratara de introducir la energía eléctrica en el buque para la aplicación de la Combinación Propulsiva, nuestra opinión sería contraria, pero ya la instalación eléctrica normal de alumbrado y auxiliares exige la presencia a bordo de personal técnico de esa especialidad y no aumenta sus deberes ni preocupaciones el extender en esa forma las aplicaciones de su rama.

Peso y coste.—En el balance de peso y coste que adjuntamos, de los diferentes agrupamientos que estamos comparando, resulta que la Combinación Propulsiva tiene unas 32 toneladas de economía de peso y cerca de 400.000 pesetas de economía de adquisición sobre la instalación actual. Esta economía se reduce a la mitad al compararse con la instalación de un solo motor Diesel central. Los precios que figuran en el cuadro comparativo son los de adquisición de la maquinaria propiamente dicha. Si a ella añadimos el coste de ejes y hélices con cojinetes, bocina, etc., creemos estar autorizados

a acercar la cifra de economía de instalación de la Combinación Propulsiva que propugnamos, a medio millón de pesetas.

Resumen. - De la comparación efectuada, resulta que tenemos a favor de la Combinación Propulsiva, mayor economía en capital invertido, economía de servicio (derivada de tener una sola hélice central) y la misma o mayor seguridad de navegación y en contra de ella, que perdemos la cualidad de la cía-boga y que quizás pueda estimarse un poco más complicada la instalación, pero, en cambio, suprimimos enteramente, o casi enteramente, la instalación de aire de arranque.

Comparando la Combinación Propulsiva con la instalación de un solo Diesel en el eje central, complicamos sensiblemente la instalación a cambio de seguridad manifiesta de navegación y también de una ligera economía en peso y capital invertido.

PESO Y COSTE DE LA INSTALACION EN DOS EJES LATERALES		
	Peso	Coste en talleres
2. Motores Diesel de 1120 HP.	200 tons.	1500000 ptas.
3. Grupos electrógenos de 90 HP	20 »	145000 »
2. Compresores de 33 HP	6,4 »	110000 »
	226,4 tons.	1755000 ptas.
PESO Y COSTE DE LA INSTALACION EN UN SOLO EJE CENTRAL		
1. Motor Diesel de 2240 HP.	184 tons.	1350000 ptas.
3. Grupos electrógeno de 90 HP	20 »	145000 »
2. Compresores de 33 HP	6,4 »	110000 »
	210,4 tons.	1605000 ptas.

Una vez llegados a la conclusión favorable a la C. P. que propugnamos, es lógico considerar esta en sus propios meritos. La Combinación Propulsiva en sí, consiste, pues, en subdividir la potencia necesaria en dos fracciones: una Diesel

PESO Y COSTE DE LA COMBINACION PROPULSIVA QUE SE ESTUDIA

1. Motor Diesel de 2000 HP.	165 tons.	1150000 ptas.
4. Grupos electrógenos de 90 HP	26,4 »	190000 »
1. Motor - eléctrico de 280 HP a 450 r. p. m.	3,2 »	32000 »
	194,6 tons.	1372000 ptas.

DIF. EN FAVOR DE LA C. P.

Sobre dos ejes laterales	31,8 tons.	383000 ptas.
Sobre un eje central	15,8 »	233000 »

Si se empleara un motor eléctrico sobre el eje, sin reductores, su coste sería de unas 85000 ptas. y su peso 10,5 tons.

eléctrica y otra Diesel directa, en tal proporción que la potencia eléctrica sea suficiente para lograr las ventajas de maniobrabilidad y seguridad a ella inherentes, pero nada más que suficiente a estos fines, para no incurrir en la pérdida de rendimiento, aumento de peso y de coste que le son, también, inherentes. Estas ventajas vienen muy aumentadas por la utilización de grupos ya existentes a bordo y que ahora son solo aprovechados en puerto.

En lo que llevamos dicho hemos fijado el límite inferior de este reparto al fijar la potencia Diesel-eléctrica en 1/8 de la total y la Diesel directa en los 7/8; con este reparto las ventajas secundarias, digámoslo así, del sistema Diesel eléctrico no se alcanzan en su totalidad, pues 1/8 de la potencia total es excesivamente escasa, en general, para que sea ésta la sola potencia de maniobra en puerto, que es donde esta cualidad sería más apreciada. Creemos que para lograrlo sería conveniente aumentar la potencia Diesel eléctrica.

Una vez dispuestos a incrementarla tendremos como límite superior la propulsión Diesel eléctrica pura, cuyas ventajas son bien manifiestas, aunque compradas a costa de capital invertido y de economía de funcionamiento; nuestra posición sería una intermedia que suministrara al motor eléctrico la potencia que verdaderamente consintiera normalmente maniobrar en

puerto con él, desembragando el Diesel principal.

Ahora bien, ¿cuál sería la potencia necesaria para ello? Quizás $1/4$, quizás un $1/2$, la que diera 7 nudos avante, la mínima que las autoridades consientan para la marcha atrás. No hemos fijado criterio sobre ella. En este caso quizás conviniera adoptar un accesorio indispensable para el acoplamiento del Diesel principal, práctico, seguro y flexible, y parecería indicado

un acoplamiento hidráulico. Con ello tendríamos una posibilidad de reducir el número de revoluciones y alcanzar con facilidad otra de las ventajas secundarias de la propulsión Diesel-eléctrica, que es la posibilidad de hacer desaparecer las vibraciones del buque, sin que a todas estas cualidades secundarias sacrificáramos más que lo indispensable en aumento de coste y pérdida de rendimiento, que, como inconvenientes, la propulsión eléctrica lleva consigo.

El barrido del cilindro del motor de 2 tiempos

por Ernesto Stewart

En el motor Diesel, el escape de los gases del cilindro se divide naturalmente en dos fases: 1.^a, la expulsión de la mayor parte del peso de los gases por medio de su energía térmica y 2.^a por desplazamiento mecánico, sea por el pistón o por el aire de barrido.

En cualquier motor, sea de 2 ó 4 tiempos, el orificio de escape se abre en un punto determinado en la carrera de expansión, cuando la presión manométrica en el cilindro es de 2 a $2\frac{1}{2}$ kgs./cm².

Los gases salen a gran velocidad y la temperatura y presión en el cilindro bajan hasta que ésta sea poco más o menos la atmosférica (generalmente algo menos). En un motor de 4 tiempos, esto ocurre en el punto muerto inferior (tratándose de un motor de simple efecto) y luego el movimiento hacia arriba del émbolo expelle a los gases restantes, de manera que el tiempo disponible para ambas fases es relativamente considerable.

Para el relleno del cilindro se dispone de un mínimo de una carrera entera.

En un motor de 2 tiempos, el problema es muy distinto porque el barrido del cilindro tiene que efectuarse por medio de aire y el tiempo disponible para el escape, barrido y relleno es muy reducido, correspondiendo como máximo a unos 120 a 145 grados del movimien-

to del cigüeñal contra los 460 grados de un motor de 4 tiempos.

Además, las condiciones que conducen a un buen barrido no son las mejores para el relleno del cilindro. El barrido empieza en cuanto la presión en el cilindro se ha reducido a menor que la del aire de barrido, y para que pudiesen salir los gases, los orificios de escape deberán estar abiertos al mismo tiempo que los de barrido. Por el contrario, durante el relleno, el aire no debe tener salida, o sea, los órganos de escape deberán estar cerrados.

Se puede decir que las mejores condiciones para el cumplimiento de las dos primeras funciones del aire de barrido son las siguientes:

Que los órganos de escape (casi siempre lumbreras) se abran lo más tarde posible, pero con anterioridad a los de barrido, lo suficiente para que la presión de los gases se haga menor que la del aire de barrido.

Que los órganos (válvulas o lumbreras) de barrido estén dispuestos de manera que la corriente de aire alcance a todas las partes del cilindro, pero que no se mezcle con los gases de escape.

Que los órganos de escape se cierren en el momento de salir los últimos restos de gas mezclado con la mínima cantidad de aire posible.

Que los órganos de barrido se mantengan

abiertos después de cerrados los de escape hasta que la presión del aire en el cilindro sea igual a la del tronco de barrido, o sea, hasta que no entre más aire.

Hay dos sistemas de barrido. El primero es el llamado de «dirección única», en el cual el aire entra por un extremo del cilindro y los gases escapan por el otro. En el segundo sistema las lumbreras de barrido y escape están colocadas en el mismo extremo del cilindro, y el aire atraviesa éste en dos direcciones opuestas.

El primer sistema se aproxima más al ideal.

Hay varios tipos de motores que emplean barrido de «dirección única» y se dividen en motores con válvulas de barrido en la culata, motores de pistones opuestos y motores con dos cilindros intercomunicados.

El motor primitivo de 2 tiempos, por ejemplo, el «Carel», lleva varias válvulas de barrido en la culata y una fila de lumbreras en la parte baja del cilindro, que ocupa toda la circunferencia del mismo (fig. 1).

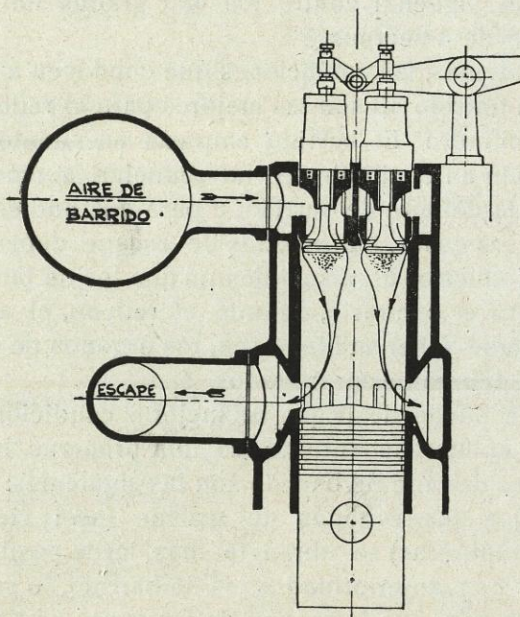


Fig. 1

Motor con válvulas de barrido

Esta disposición permite que la altura de las lumbreras sea muy reducida para un área determinada, de manera que la expansión de los gases esté muy prolongada. Luego, las válvulas de barrido accionadas por levas se abren y cierran como más convenga. El aire está bien repartido por toda la sección transversal del cilin-

dro y empuja a los gases hacia abajo. Desde luego, el barrido no es absolutamente completo y se pierde bastante aire, pero el proceso total se aproxima todo lo posible al ideal.

La gran desventaja está en las válvulas, con su eje de camones y aparato de accionamiento; asimismo, es una desventaja la culata complicada precisa para las válvulas, con su, necesariamente, gran tamaño.

Un motor «Carel» de un cilindro de 760 m/m de día \times 915 m/m de carrera con 4 válvulas de barrido e inyección por aire, construido para el Almirantazgo Inglés en el año 1910, dió en pruebas los siguientes resultados:

Prueba de 73 horas a carga normal, I H P = 1125,8; B. H. P. = 1041,8; r. p. m. = 141,2; Rendimiento mecánico = 92,5 %; (1) P. m. i. = 8,8 kgs/cm²; Consumo = 185 gramos/B. H. P. hora = 171 gramos/IHP hora. Presión de aire de barrido = 0,35 kgs/cm².

A 70 % de plena carga, o sea, a 680 BHP, el rendimiento era de 90,7 % y el consumo de 146 gramos/IHP hora, promedio de una prueba de 30 horas.

El compresor y el ventilador de barrido fueron independientes, movidos por motor eléctrico.

Un ejemplo interesante de barrido por válvulas, son los motores del buque «Fritz», construidos por «Blohm & Voss». Eran los primeros motores de doble efecto (2). Cada uno tenía 3 cilindros de 480 m/m de día \times 710 m/m de carrera, desarrollando 830 BHP a 120 r. p. m. con un consumo de 225 gramos/HPe hora = 164 gramos/HPi. La potencia absorbida por el compresor y la bomba de barrido era de 17 % de la total indicada. Eran de tipo abierto y llevaban dos válvulas de barrido a cada extremo del cilindro. Su fracaso fué debido a la rotura de los cilindros.

Otro motor marino americano, el «Bethlehem West», tiene solamente una válvula central de barrido en la culata.

Los motores «Junker» y «Doxford» de pistones opuestos y con las lumbreras de escape en un extremo del cilindro y las de barrido en el otro, tienen el mejor barrido de los motores actuales. En el motor «Doxford» las lumbreras de escape están colocadas en la parte alta del cilindro y las de barrido en la parte baja.

(1) P. m. i. = presión media indicada.

P. m. e. = presión media efectiva.

(2) Véase «The Motor Ship», Agosto 1921.

El «Junker» de alta velocidad (1000 r. p. m.) (fig. 2), tienen las lumbreras de escape en la parte inferior y las de barrido en la parte supe-

rior del cilindro, debido a que el émbolo de la bomba de barrido va montado directamente sobre la cruceta del émbolo motor superior. Con esta disposición, es posible llegar a un Pme. de 8 kgs/cm² con presión de barrido de una atmósfera manométrica.

Las lumbreras que ocupan toda la circunferencia del cilindro, son de, relativamente, poca altura, y las de barrido son tangenciales para dar un movimiento rotativo al aire. En el cuadro adjunto se indican los datos de un motor «Doxford». El consumo garantizado es de 165 gramos/BHP hora = 140 gramos/HPi. hora con rendimiento mecánico de 85 %.

Tiene dos desventajas. La primera es que las lumbreras de barrido se cierran antes de las de escape (aunque en el último motor «Junker» de aviación, el émbolo que controla el escape está avanzado con respecto al otro) y la segunda, que el eje cigüeñal es muy complicado. Además, el peso de las partes recíprocas es un 60 % mayor que las de un motor normal.

El motor «Burmeister & Wain» de dos tiempos (fig. 3) está provisto de un sistema de barrido parecido al del «Junker». Tiene una fila de lumbreras de barrido en toda la circunferencia de la parte baja del cilindro. Las de escape están colocadas en una extensión de la cabeza del cilindro. Dicha extensión es de menor diámetro que el cilindro, y las lumbreras están controladas por una válvula de pistón movida por vástagos y bie-las de un eje especial al nivel del eje cigüeñal.

El mayor motor existente en la actualidad es de este tipo. Es de doble efecto y desarrolla 25.000 HPe., y está instalado en una central eléctrica en Dinamarca.

Una descripción del motor de doble efecto instalado en el buque motor «América», da los siguientes detalles (1).

6 cilindros de 620 m/m de día × 1400 m/m de carrera.

Hpe. en servicio = 6090
a 95 r. p. m. (2) Vm/s = 4.45. } Pme. = 5,6 kgs/cm².
Pmi. = 6,3 kgs.

Hpe. en prueba = 7300
a 100 r. p. m Vm/s = 4,68. } Pme. = 6,4 kgs/cm²
Pmi. = 7,2 kgs.

Presión de barrido 0,2 atmósferas manométricas.

Peso de la máquina: 380 toneladas.

El mecanismo que acciona las válvulas, está proyectado de tal manera que la presión y el movimiento de las mismas aumentan en 10 % la potencia del motor. Las válvulas pistones de escape, están refrigeradas por aceite y tienen un diámetro aproximadamente de 50 % del cilindro y carrera de 20 % de la del émbolo motor. Las 12 lumbreras de escape son relativamente pequeñas, siendo de 50 m/m. de ancho y 75 m/m. de altura. Se abren cuando la presión en el cilindro es de unas 3 atmósferas pero, debido a la forma del motor, los gases no alcan-

(1) «The Motor Ship», Febrero 1930.
(2) Vm/s = Velocidad media del émbolo en m/segundo.

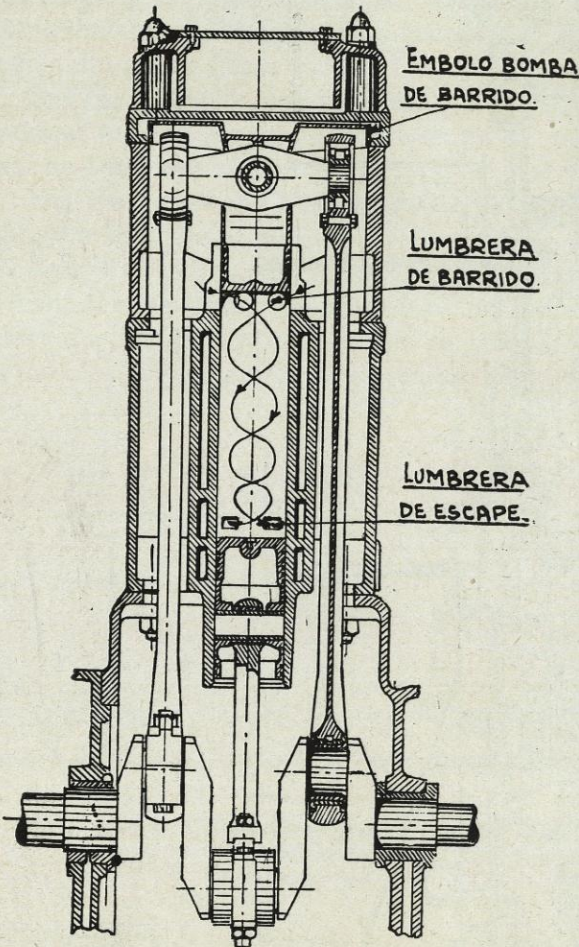


Fig. 2
Motor «Junker».

El consumo garantizado es de 165 gramos/BHP hora = 140 gramos/HPi. hora con rendimiento mecánico de 85 %.

Tiene dos desventajas. La primera es que las lumbreras de barrido se cierran antes de las de escape (aunque en el último motor «Junker» de aviación, el émbolo que controla el escape está avanzado con respecto al otro) y la segunda, que el eje cigüeñal es muy complicado. Además, el peso de las partes recíprocas es un 60 % mayor que las de un motor normal.

El motor «Burmeister & Wain» de dos tiempos (fig. 3) está provisto de un sistema de barrido parecido al del «Junker». Tiene una fila de lumbreras de barrido en toda la circunferencia de la parte baja del cilindro. Las de escape están colocadas en una extensión de la cabeza del cilindro. Dicha extensión es de menor diámetro que el cilindro, y las lumbreras están controladas por una válvula de pistón movida por vástagos y bie-las de un eje especial al nivel del eje cigüeñal.

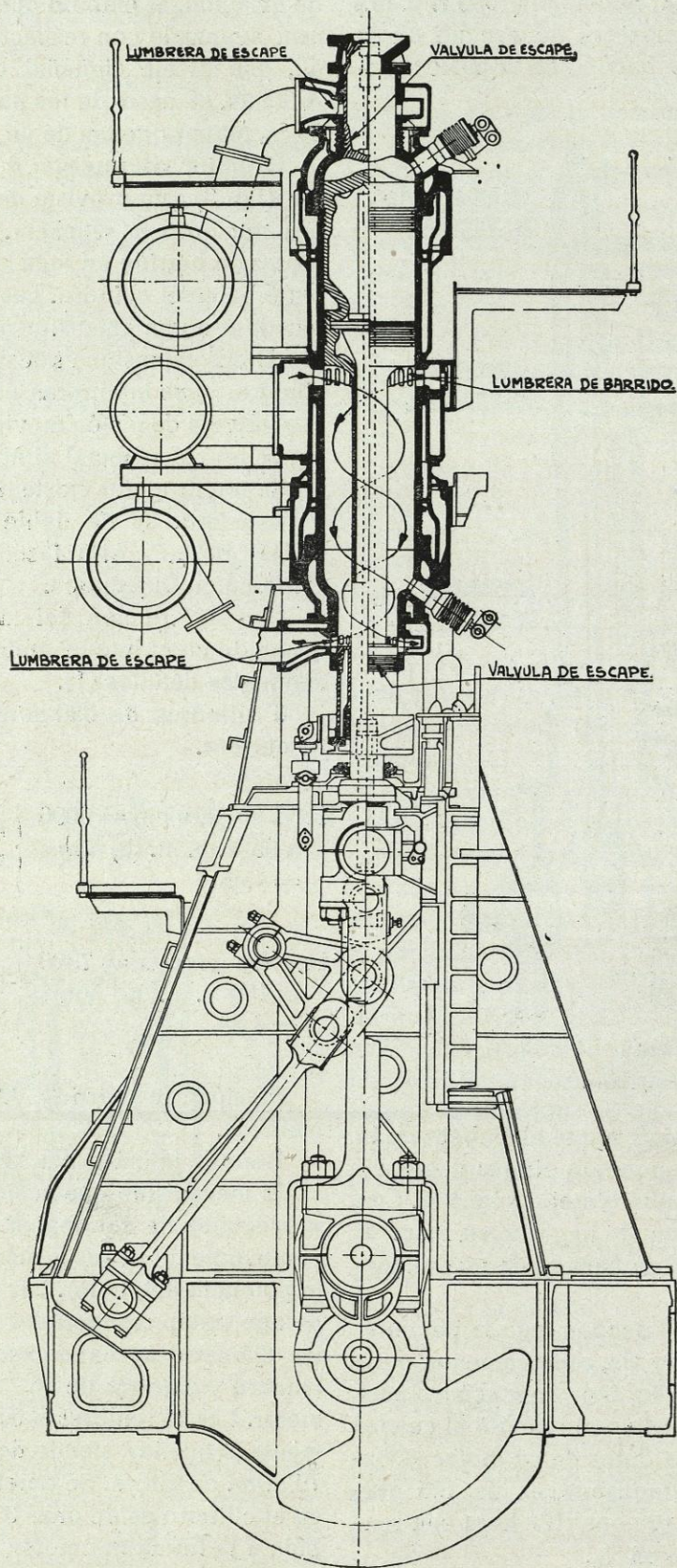


Fig. 3

Motor «Burmeister y Wain»

zan a los costados del émbolo motor, lo cual facilita a su lubricación.

En los motores de simple efecto con pistón buzo, la válvula está movida por dos excéntricas en el eje cigüeñal principal, de modo que el movimiento de la válvula no aumenta la potencia del motor (1).

Según H. Blache, este tipo de motor puede trabajar un 5 % mayor Pmi. que un motor normal de 4 tiempos sin precompresión de aire.

Las lumbreras de barrido están inclinadas para dar rotación al aire.

Este sistema es algo mejor que el «Junker», puesto que las lumbreras de escape se cierran antes que las de barrido, pero no es tan bueno como el sistema de válvulas, porque el punto

tiene dos cilindros con cámara de combustión común. Los dos pistones están conectados por estribos a los extremos del brazo horizontal de la biela principal, la cual tiene forma de T. La cruceta es el émbolo de la bomba de barrido.

Las lumbreras de barrido están situadas en un cilindro y las de escape en el otro, de modo que la corriente de aire tenga «dirección única». Por las figuras se ve que las lumbreras de escape se abren y cierran 20° antes que las de barrido.

Un motor de un cigüeñal con cilindros de 70 m/m. de día \times 178 m/m. de carrera y bomba de barrido de 171,5 m/m. día, dió 37,5 HPe, rendimiento mecánico de 74 % y consumo de 226 gramos/HPe hora; r. p. m. = 1200.

El motor «Morcom» de gas, es parecido al anterior, pero los dos émbolos están conectados cada uno a su propio cigüeñal. Los cigüeñales, fundidos de acero de una pieza, están dispuestos de tal manera que el pistón que controla el escape está avanzado con respecto al de barrido.

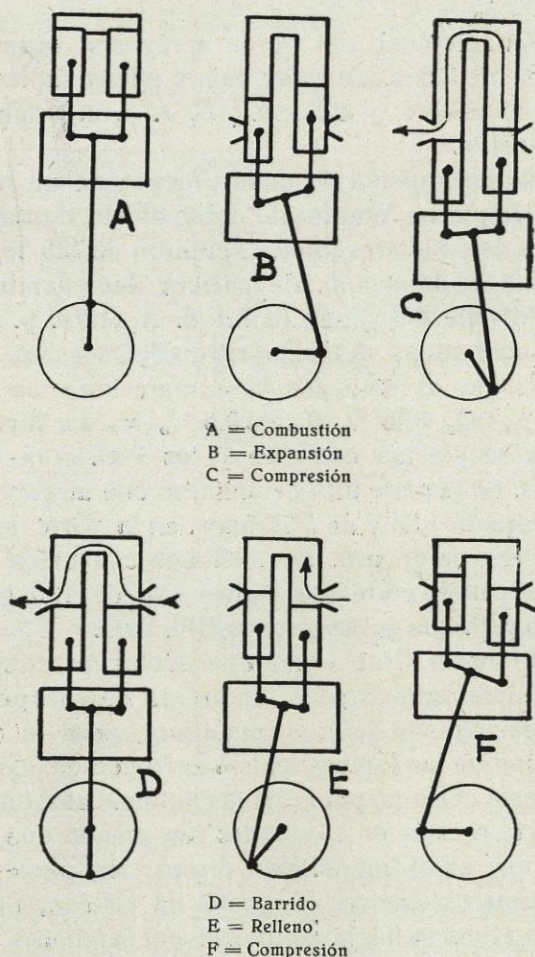
El motor horizontal de gasolina «Trojan» tiene dos cilindros intercomunicados, colocados uno encima del otro. Sus émbolos están conectados a un solo cigüeñal por medio de biela horquillada. El barrido se efectúa de manera parecida a los motores anteriores.

Una desventaja del motor «Carel», es que el aire frío entra por el punto más caliente del cilindro, originando esfuerzos de consideración en las paredes del cilindro y culata. Desde este punto de vista, el «Burmeister» & «Wain» es el mejor.

De los motores con barrido sin «dirección única» hay muchos tipos, pero todos tienen un punto común. La entrada del aire de barrido y el escape de los gases se efectúan por medio de lumbreras situadas en la parte baja del cilindro y controladas por el émbolo motor.

El aire debe penetrar a todas partes del cilindro sin mezclarse con el gas, y esto se efectúa más o menos (generalmente menos) por la forma y posición de las lumbreras de barrido.

Con la excepción del motor «M. A. N.» las lumbreras de barrido suelen ser inclinadas para que la corriente de aire tenga dirección aproximadamente vertical, paralela al eje del cilindro. A veces, la cabeza del émbolo tiene forma especial de deflector, para ayudar a las lumbreras; luego al encontrar la tapa del cilindro, la



A = Combustión
B = Expansión
C = Compresión

D = Barrido
E = Relleno
F = Compresión

Fig. 4

Motor «Bronander»

de cierre de las lumbreras de barrido es fijo y se produce muy pronto en la carrera de compresión.

El motor americano «Bronander» (fig. 4)

(1) Véase «Motor Ship», Octubre 1932.

corriente de aire vuelve hacia atrás y pasa a lo largo del cilindro empujando a los gases de escape.

El sistema original (fig. 5) lleva una hilera de lumbreras de escape en un lado del cilindro y otra de barrido en el otro lado. Las de escape son más altas que las de barrido, de modo que se pierde mucho aire y la presión en el cilindro al empezar la compresión suele ser menor que la que rige en el tronco de barrido. Además, debido a que se dispone solamente de unos 40 % de la circunferencia para cada hilera, la, relativamente, gran altura de las lumbreras de escape restará una proporción considerable de la carrera de expansión.

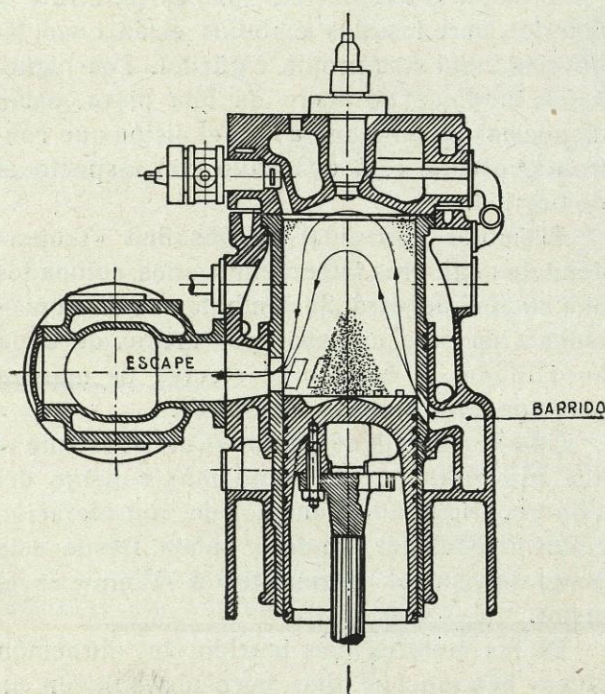


Fig. 5
Motor con lumbrera opuestas

A. E. G. ha empleado este sistema en motores de simple y doble efecto

Un motor de simple efecto con 6 cilindros de 580 m/m. de dia. \times 1000 m/m. de carrera desarrolló 2600 HPe a 165 r. p. m. $V_m/s = 5,5$ y $P_{me} = 4,5$ kgs/cm². aproximadamente.

Otro de doble efecto con 6 cilindros de 700 m/m. de dia. \times 1200 m/m. de carrera desarrolló normalmente 4500 HPe y 90 r. p. m. Tenía inyección sin aire a una presión mínima de 300 atmósferas. Los datos de prueba publicados incluyen los siguientes detalles:

• Carga normal HPi = 4970; rendimiento me-

cánico = 90,6; Pmi arriba = 4,72; abajo = 4,79 atmósferas; consumo = 170,5 gramos/HPe hora. Presión de barrido = 780 m/m de agua. Potencia absorbida por el ventilador de barrido = 180,5 Kw.

10 % sobre carga; HPi = 5496; HPe = 4960 $N_e = 90,3$; Pmi arriba = 5,01; Pmi abajo = 5,18 atmósferas; consumo = 176,5 gramos/HPe hora. Presión de barrido = 850 m/m de agua. Potencia del ventilador = 200 Kw. Compresión = 29 atms. $P_{max.} = 46$ atms. Aceite combustible Miri Borneo, con valor calorífico inferior de 9650 Kgs. cal./Kg. pero los consumos están calculados a 10.000 Kgs. cal./Kgs. Rendimiento térmico = 38,4 %; pérdida en el agua de circulación = 29,6 %; id. en los gases de escape = 32 %.

La velocidad del pistón a régimen normal, o sea, de 3,6 m/s. es muy baja y puede subir sin inconveniente a 4.8 m/s. (120 r. p. m.) dando 6000 HPe.

La descripción de unas pruebas de un motor «Deutsche Werke» de doble efecto, contiene unos datos interesantes. El cilindro de 700 m/m. de dia. \times 1100 m/m. de carrera lleva lumbreras dispuestas según la fig. 5. A 118 r. p. m., los contenidos del cilindro medidos cerca de la culata al empezar la compresión eran de 0,8 % CO₂, 19,6 % O₂ y 79,6 % N₂. La inyección se efectúa con aire y las Pmi. eran 6,0 atms. en la parte alta del cilindro con un exceso de aire de 1,33 y de 5,75 atms. en la parte baja con exceso de aire de 1,43. Los consumos de combustible correspondientes son de 130 gramos/HPi. alta y 148 gramos/HPi. baja.

El motor «Nobel» era una evolución directa del motor anterior; las lumbreras de escape y de barrido son de la misma altura, pero la conexión de las lumbreras con el tronco de barrido está cerrada, por válvulas automáticas, hasta que la presión en el cilindro sea menor que la del aire en el tronco. Esta disposición aumenta considerablemente el grado de relleno, pero deja el punto inicial de barrido dependiente de la presión de los gases de escape, de manera que no es fijo. La Compañía Fiat, empleó este sistema y dice que, con presión de barrido de 0,2 kgs/cm² la proporción de gas que queda en el cilindro no pasa de 4 a 12 %, siendo esta última cifra la correspondiente a una sobre carga severa. El motor Fiat soporta Pmi. hasta 6.5 kgs/cm², con consumo razonable.

En el año 1918, se hizo un motor con válvula rotativa en el tubo de escape, que se cierra con las lumbreras de barrido todavía abiertas, permitiendo una «sobre alimentación» considerable de aire. La válvula abulta mucho y es difícil conservar su estanqueidad, debido a su alta temperatura.

El sistema original «Sulzer» tiene tres filas de lumbreras: una de escape en un lado del cilindro y dos de barrido en el otro. La fila inferior de barrido está abierta al tronco, mientras que la fila superior tiene comunicación con el tronco mediante válvulas automáticas, parecida a los motores «Nobel» y «Fiat» (fig. 8).

Este sistema permite una «sobre alimentación» del aire, y el principio del barrido está determinado mecánicamente.

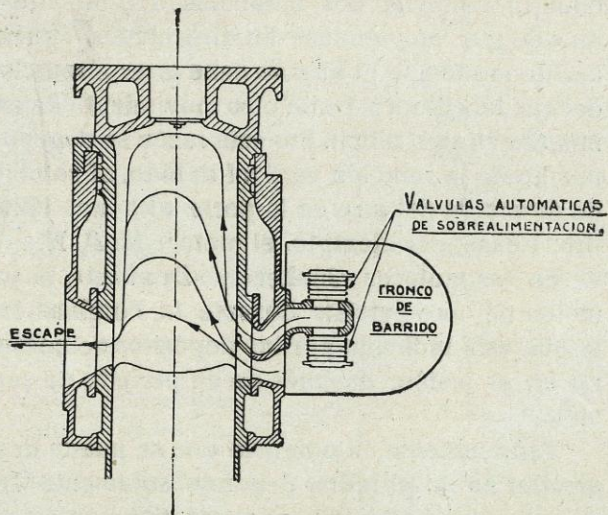


Fig. 8

Motor Sulzer

En todos los motores arriba descritos, la dirección de la corriente de aire de barrido al entrar en el cilindro depende de la inclinación de la lumbrera y del pistón.

El motor «Krupp» (fig. 9) emplea otro sistema en el cual además de las lumbreras acostumbradas hay otras pequeñas, dispuestas encima de las de barrido. Van conectadas al tronco de escape de manera que durante la entrada del aire y debido a la diferencia de presión de éste y de los gases en el tronco, tienen un efecto aspirante sobre la columna de aire, la cual le da una dirección vertical.

Entre las lumbreras de barrido y de escape se proveen unas pequeñas conectadas al tronco

de barrido. Admiten chorros de aire que barren el espacio central del cilindro, pues de otra manera quedaría lleno de gas. Estas últimas lumbreras auxiliares aparecen en sistemas pa-

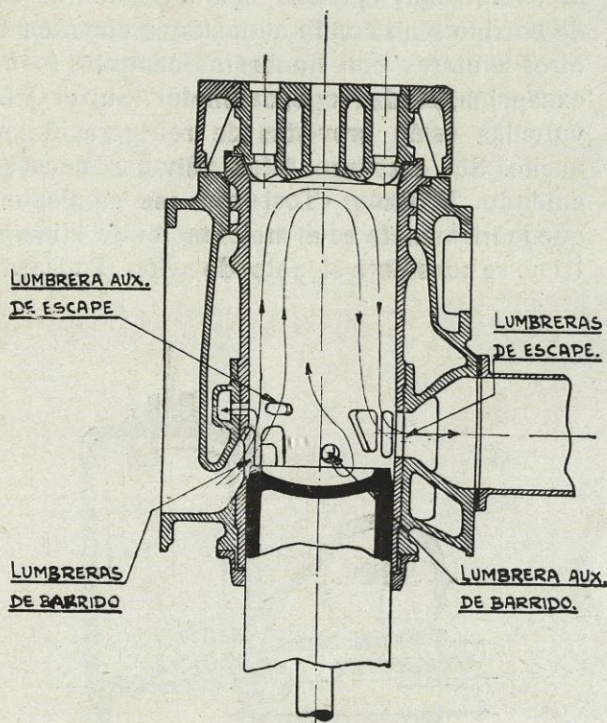


Fig. 9

Motor «Krupp»

tentados últimamente por varios constructores de motores.

Según dicen, el contenido de O_2 al terminar el relleno es aproximadamente el 20 % del volumen total, o sea, prácticamente igual al de la atmósfera.

El motor «M. A. N.» es completamente distinto a los demás (fig. 10). Las dos filas de lumbreras están así dispuestas: las de escape encima de las de barrido en el mismo lado del cilindro. La forma de las lumbreras de barrido es tal que el aire está proyectado en dirección horizontal sobre la cabeza del pistón a unirse en una columna contra la pared del cilindro opuesta a las lumbreras. Aquí está deflectado hacia arriba, pasando a lo largo del cilindro hasta que encuentre la culata donde se vuelve hacia atrás, pasando por el lado de las lumbreras hasta llegar a las de escape.

Tiene el mismo inconveniente que varios de los motores anteriores, o sea que se pierde mucho aire después de cerrarse las lumbreras de escape. Sin embargo, el coeficiente de barrido es de un 85 %.

Para contrarrestar dicha pérdida, en unos motores para la marina alemana, se han previsto válvulas rotativas en el tubo de escape, las cuales cierran en el momento en que el émbolo cubre las lumbreras de barrido. De esta manera la compresión empieza con la presión del aire de barrido y no con la atmosférica como en los otros motores con lumbreras centrales (con la excepción, desde luego, del motor «Sulzer»). Las válvulas están provistas de refrigeración por aceite. Sin embargo, tales válvulas necesitan cuidado. El motor «Tosi» que las empleaba y que teóricamente es el mejor motor de 4 tiempos (si no se considera el motor de avión «Packard»).

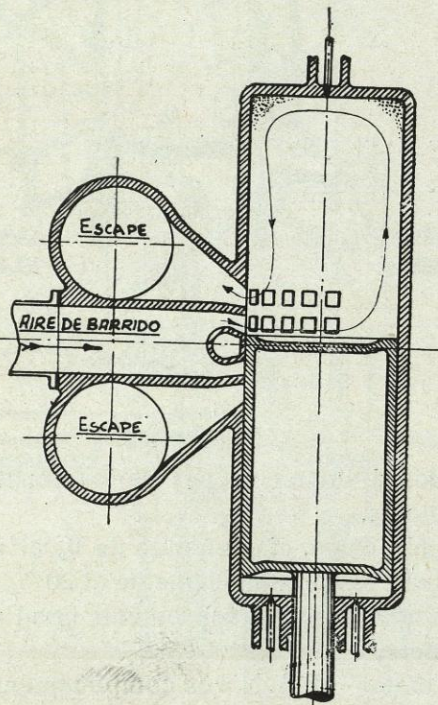


Fig. 10
Motor M. A. N.

no se ha desarrollado como se podía esperar. Los motores «M. A. N.» del «Deutschland» llevan válvulas. Sus 9 cilindros son de 420 m/m de diámetro \times 580 m/m de carrera, a 450 r. p. m. La velocidad del pistón es de 8,7 m/s y la Pme. normal = 5,2 kgs/cm².

Sin embargo, el mínimo consumo de 158 gramos/HPe hora corresponde a una Pme. de unos 4,4 kgs/cm². El consumo de carga normal es de 165 gramos.

Desde luego esta corta descripción no es una lista completa de todos los sistemas de barrido ni mucho menos, pero incluye la mayoría de los

empleados actualmente. Ultimamente se han patentado muchas ideas nuevas y antiguas, pero mayormente proyectadas para dar dirección definida a la corriente de aire o producir turbulencia en la cámara de combustión. Esta cuestión de turbulencia ha tomado importancia con el desarrollo de la inyección sin aire. En los motores de barrido de «dirección única», es fácil llegar a dar al aire una rotación ordenada por medio de deflectores en las válvulas o inclinación tangencial de las lumbreras, pero no así en los motores con lumbreras en línea. En aquellos motores la sección de la columna de aire es igual a la del cilindro y, aparte de la pequeña cantidad que se mezcla con el aire cuando se empieza el barrido, los gases están desplazados como si fuese por un pistón. Por el contrario, en el segundo sistema una sección transversal del cilindro contiene dos columnas, una de aire y otra de gas, moviéndose en direcciones opuestas, de modo que el aire no debe girar alrededor del eje del cilindro. Darle otro movimiento determinado es algo difícil. Por esta razón se depende mucho de la rotación vertical debido, al cambio de dirección del aire en la parte alta del cilindro. Véase, por ejemplo, el motor «M. A. N.»

En los motores «Junker» y «Doxford», la rotación del aire persiste durante la combustión, la que está indicada por los depósitos de carbono en el pistón, después de un período de servicio.

Teóricamente, la potencia que se puede desarrollar en un cilindro depende solamente del peso de aire disponible, pero prácticamente está limitada por las condiciones térmicas de las paredes de la cámara de combustión, las cuales, como se sabe, son mucho más severas en un motor de 2 tiempos que en uno de 4 tiempos.

El consumo específico de combustible depende, en gran parte, del exceso de aire disponible, sobre la cantidad teóricamente necesaria para la combustión completa del combustible. Esta cantidad varía según el análisis de este y suele ser entre 13 y 15 kgs. de aire por kg. de aquél. Es posible, en régimen forzado, llegar a una combustión casi completa con un exceso de 20 %, pero este suele ser entre 100 y 400 %. La relación entre consumo y exceso de aire, depende, como es natural, de la penetración del aceite pulverizado y su mezcla con el aire y explica por qué el consumo es más o menos constante entre media y plena carga.

Ahora bien, el peso del aire en el cilindro al empezar la carrera de compresión, depende de su volúmen, presión, contenido de gas y de su temperatura.

El volúmen y presión depende del sistema de relleno y el contenido de gas del barrido, pero la temperatura depende de la tercera fun-

aire y consumo alto. Si se emplea mucho aire, la potencia de la bomba de barrido sube, bajándose el rendimiento mecánico del motor y aumentándose el consumo por HPe.

Por tanto, la capacidad de la bomba es un promedio que depende mayormente de la relación del cierre de las lumbreras de escape a la

CONSTRUCTOR	Sulzer	M. A. N.	Doxford	Krupp	Sulzer
Buque	Campeche	Cabo S. Agustin	Bermuda	Geo. Knight	
Tipo	2 T. S. E.	2 T. D. E.	2 T. P. O.	2 T. S. E.	2 T. D. E.
Número de cilindros	4	7	4	6	7
Diámetro m/m.	600	600	600	600	600
Carrera m/m.	1040	900	{ 1040 760	1150	1000
B. H. P	1500	4600	3400	2250	4900
I.H.P.	1970	5350	4000	2700	
R. P. M.	130	133	120	118	135
Velocidad m/seg.	4,5	3,9	7,2	4,5	4,5
Pme. kgs/cm ²	4,42	4,55	2,13	4,5	4,45/4,26
Pmi. kgs/cm ²	5,82	5,30	3,67	4,87	
Bomba barrido	1	1	1	3	1
Volumen desalojado m ³	1,54	1,6	1,3	1,33	—
Volumen de los cilindros m ³					
Presión de barrido	0,1 á 0,12	0,14	0,14	0,09	—
Compresión kgs/cm ²	36	32	20	36 (2)	34/36
Presión máxima kgs/cm ²	42	40	40	42 (2)	
Inyección	con aire	sin aire	sin aire	sin aire	sin aire
Presión de inyección		350 á 450 kgs/cm ²	540 á 700 kgs/cm ²		
Pmi. en prueba plena carga.	6,06		6,0 (1)	5,35	
Id. id. sobrecarga	10% = 6,23	27% = 6,25 bajo = 6,53 alto		10% = 5,8	

(1) Con compresión de 30,6 kg/cm². (2) Estas cifras no están comprobadas.

ción del aire de barrido, es decir, del enfriamiento del interior del cilindro. Este precisa que parte del aire salga del cilindro después del gas.

Si la cantidad de aire empleada está reducida al mínimo, la temperatura y el contenido de gas serán altos, con reducción del exceso de

de los orificios de entrada del aire de barrido.

Que el tamaño de la bomba tiene mucha influencia en la potencia del motor, se ve por la comparación de tres motores actuales.

a) — Motor con precompresión en el carter. Caudal teórico = 100% del volúmen desalojado por el pistón motor. Caudal real = 70%

debido al espacio muerto. Pme. = 2,7 kgs./cm².

b)—Motor de cruceta en el cual la parte inferior del cilindro sirve como bomba de barrido, pero separada del carter. Volúmen teórico = 100 % del volúmen desalojado por el émbolo; real = 90 % de aquél. Pme. = 2,8 a 3 kgs./cm².

Añadir una bomba auxiliar de barrido con volúmen de 25 % del cilindro y la Pme. sube de 3,5 a 4 kgs./cm².

c)—Motor Diesel con bomba de barrido usual de 1,5 veces el volúmen de los cilindros. Pme. = 4 a 5 kgs./cm².

Hay otros varios factores que afectan al proceso de barrido, por ejemplo, la relación de la carrera al diámetro del cilindro, las revoluciones, la forma de la culata y la forma del pistón y también el sistema de inyección.

El coeficiente de rendimiento del barrido se calcula por la fórmula

$$\text{Coef.} = \frac{\text{Va.}}{\text{Va.} + \text{Vg.}}$$

en la que Va. = Volumen de aire en el cilindro al cerrarse las lumbreras. Vg. = Volumen de gas restante en el cilindro.

Un motor corriente de 4 tiempos tiene coeficiente de 93 a 98, según su velocidad.

Un motor de 4 tiempos con sobrealimentación tiene 100 %.

Un motor de 2 tiempos sistema «Carel» tiene 95 a 100 %.

Un motor «Doxford» o «Junker» tiene 93 a 97 %, según su velocidad.

Un motor «M. A. N.» sin válvula de escape tiene 85 %.

Un motor «Krupp» tiene alrededor de 95 %.

Desde luego, cuando se considera que el oxígeno en el aire es de unos 21 % del volumen total, se ve que un 7 % de gas no tendrá mucha influencia en la combustión si está bien mezclado con el aire. Si por el contrario, existe estratificación de gas y aire puede haber combustión retardada.

En resumen, el barrido de «dirección única» con su relleno de casi 100 % con mínima cantidad de aire y con su barrido inmejorable de la cámara de combustión, necesita aparatos más o menos complicados para el movimiento del pistón o válvula de control, el cual anula a la gran ventaja del motor de 2 tiempos, o sea su sencillez.

De los otros motores, el «Sulzer» actual es el único que permite una sobrealimentación de aire, pero su barrido se efectúa a expensas de un gran exceso de aire. Los motores «M. A. N.» y «Krupp» y acaso el «A. E. G.» dan buen barrido, pero a costa del volúmen reducido de aire al empezar la carrera de compresión y, debido a su forma, no se prestan a la adición de lumbreras de sobre carga.

El empleo de una válvula control en el escape precisa un eje para accionarla, lo cual es otra complicación. Es una cuestión discutible si vale la pena, complicar el motor para ganar un poco más de potencia o de unos gramos menos de consumo, por lo menos en un motor de tamaño mediano (5000 HPe) para la marina mercante.

La casa «Sulzer» estudia actualmente el mejoramiento del barrido de sus motores de 2 tiempos como se deduce de los varios sistemas, que se han patentado durante los últimos años pero, desde luego, la aplicación de un nuevo sistema a un motor comercial necesita mucho tiempo y dinero.

Algunas observaciones sobre el proyecto de la estructura del casco resistente de los submarinos⁽¹⁾

por R. L. Payne M. I. N. A.

En vista de la tendencia moderna de exigir profundidades de prueba cada vez mayores para los nuevos submarinos, sin conceder ninguna compensación en las demás características técnicas y militares, se ha visto obligado el arquitecto naval, a refinar sus cálculos de resistencia del casco, para ahorrar peso, aproximándose, cada vez más, a la estructura ideal, tanto en forma como en escantillones.

Se admite hoy, en general, que bajo todos los puntos de vista la forma ideal de la sección del casco resistente es la circular, a pesar de los ingeniosos y perseverantes esfuerzos de muchos reputados ingenieros para encontrar formas superiores, mediante la combinación de dos o más círculos incompletos, tales como la bien conocida sección «Shamrock» defendida por el profesor Flamm. Esta forma particular de sección, como otras varias, da a primera vista alguna aparente promesa de ventaja en estabilidad y utilización del espacio interior, pero después de detenidos estudios, parece no cumplir su objeto, ya que complicando enormemente el problema de la resistencia, como fácilmente puede imaginarse, aumenta el peso del casco y anula cualquier ventaja en estabilidad derivada de su forma. Más aún, en vista de las incertidumbres y dificultades que envuelve el problema del cálculo de la resistencia de una simple sección circular, las complicaciones adicionales introducidas con estas nuevas formas, podrían difícilmente ser vencidas por el, ya suficientemente comprometido, arquitecto naval responsable del éxito del proyecto de un nuevo submarino.

No es sorprendente por lo tanto, que todas las

Armadas adopten todavía la forma cilíndrica de sección circular para el casco resistente de sus submarinos, salvo, a veces, en los extremos, en beneficio de la economía de propulsión, mientras que otras, como en los típicos proyectos alemanes, los extremos son de forma cónica conservando la sección circular y el doble casco en toda la eslora. Como natural consecuencia, el cálculo de la resistencia de una forma cilíndrica circular sometida a una presión exterior uniforme, ha sido en general, y continúa siendo, de primordial interés para el proyectista de submarinos, y muy especialmente el de una forma cilíndrica constituida por una envolvente de planchas de acero, reforzada por cuadernas igualmente espaciadas y por mamparos a distancias dictadas por la distribución general interior.

La práctica actual presenta comparativamente pequeñas variaciones en las proporciones dimensionales, y, por lo tanto, nuestro real campo de interés queda reducido al estudio de cascos con las siguientes proporciones medias aproximadas: relación de espesor del forro al diámetro, de 0,0025 a 0,0045 y relación de la separación de cuadernas al diámetro, de 0,10 a 0,15. Sin embargo en lo que sigue nos permitimos un examen más general.

Hasta hace relativamente pocos años, digamos antes de la guerra, el concepto general, y podemos decir clásico, del casco resistente cilíndrico, en lo referente a su resistencia, era que podía considerarse como una serie de anillos compuesto cada uno por un corto cilindro de plancha reforzado por su cuaderna. Se calculaba la presión de colapso de tales anillos por la conocida fórmula de Foepl:

$$P_t = \frac{3 E \cdot I}{l r^3} \quad (1)$$

(1) El trabajo que presentamos hoy a nuestros lectores, previa autorización expresa de su autor, fué leído en la 74.ª sesión de la «Institution of Naval Architects».

aplicándose algún arbitrario factor de seguridad. Otros variaban ligeramente el método, tratando el anillo como equivalente a una columna doblemente articulada de longitud igual a $\frac{\pi \cdot r}{\sqrt{3}}$

bajo una carga = presión unitaria \times radio \times separación de cuadernas y admitiendo la fatiga límite admisible dada por las curvas de Moncrieff.

Sobre el efecto de los mamparos, se aceptaba vagamente que proporcionaban una cierta ayuda, siendo idea general que esta ayuda era más bien local, por lo que muchos proyectistas reducían los escantillones de las cuadernas inmediatas a los mamparos. Podemos repetir que este parecía ser el concepto general en el tiempo de que estamos tratando.

Evidentemente, entonces, la cuaderna era considerada preeminentemente como lo que podríamos llamar la «primera línea de defensa» cuyo papel era evitar la rotura por colapso, dándosele a la plancha mucha menos importancia. La atención se fijaba, casi exclusivamente, en los esfuerzos directos tangenciales en los supuestos anillos, siendo más o menos ignorados los esfuerzos directos axiales y los esfuerzos de flexión axial puestos en juego por el soporte de las cuadernas.

Este concepto de analogía con una serie de anillos, era aceptado como un artificio en espera de una mejor teoría, pero fué finalmente rechazado por diferir esencialmente de la realidad.

El gran papel jugado por los submarinos en la última guerra, acentuó la necesidad de un mejor tratamiento del problema de su resistencia, dando lugar a numerosos trabajos experimentales y a valiosos estudios, principalmente en Alemania. El avance más importante, fué la teoría desarrollada por Sanden y Günther (1) sobre la resistencia de cilindros delgados, con extremos cerrados, reforzados por cuadernas y sujetos axial y radialmente a una presión exterior uniforme. Sus autores abrieron un nuevo campo al lograr calcular las tensiones axiales y radiales en la plancha, así como también los esfuerzos transmitidos por la plancha a la cuaderna bajo estas condiciones de carga.

Las fórmulas obtenidas por Sanden y Günther que definen las tensiones producidas en un forro cilíndrico circular con cuadernas interiores

(1) son las siguientes: (Como nos interesan únicamente las tensiones máximas, y las tensiones directas son compresiones, necesitamos considerar solamente las tensiones de flexión del mismo signo).

Tensión máxima axial o longitudinal debido a la flexión.—

$$\sigma_{ab} = \frac{rP}{t} \left[1,815 \left(0,85 - \frac{bt}{F+bt} \right) \frac{\operatorname{sen} ha l - \operatorname{sen} a l}{(1+\beta)(\operatorname{sen} ha l + \operatorname{sen} a l)} \right] \quad (2)$$

éste máximo se produce en los puntos de la plancha contiguos al borde del ala de la cuaderna y se suma a la siguiente *tensión axial directa* que es constante:

$$\sigma_{ad} = \frac{rP}{2t} \quad (3)$$

La suma de las dos anteriores nos da la *tensión combinada máxima axial*.

$$\sigma_{ac} = \frac{rP}{t} \left[0,50 + 1,815 \left(0,85 - \frac{bt}{F+bt} \right) \frac{\operatorname{sen} ha l - \operatorname{sen} a l}{(1+\beta)(\operatorname{sen} ha l + \operatorname{sen} a l)} \right] \quad (4)$$

La *tensión directa tangencial máxima*

$$\sigma_{td} = \frac{rP}{t} \left[1 - 2 \left(0,85 - \frac{bt}{F+bt} \right) \frac{\operatorname{sen} h \frac{al}{2} \cos \frac{al}{2} + \cos h \frac{al}{2} \operatorname{sen} \frac{al}{2}}{(1+\beta)(\operatorname{sen} ha l + \operatorname{sen} a l)} \right] \quad (5)$$

se produce en el punto medio entre cuadernas.

(1) Válidas también para cuadernas exteriores con tal de soldar al forro los cantos del ala de contacto de la cuaderna. Ver las notas posteriores sobre cuadernas exteriores

(1) Werft und Reederei Hafen 1920.

La *tensión tangencial debida a la flexión* está definida por

$$\sigma_{tb} = \frac{1}{m} \sigma_{ab}$$

y en el punto medio entre cuadernas tiene el valor:

$$\sigma_{tb} = \frac{rP}{t} \times 0,545 \left(0,85 - \frac{bt}{F+bt} \right) \frac{2}{1+\beta} \frac{\text{sen } h \frac{al}{2} \cos \frac{al}{2} - \cos h \frac{al}{2} \text{sen } \frac{al}{2}}{\text{sen } h al + \text{sen } al} \quad (6)$$

Sumando (5) y (6) obtenemos la *tensión tangencial combinada máxima*

$$\sigma_{tc} = \frac{rP}{t} \left[1 - 2 \left(0,85 - \frac{bt}{F+bt} \right) \frac{0,455 \text{sen } h \frac{al}{2} \cos \frac{al}{2} + 1,545 \cos h \frac{al}{2} \text{sen } \frac{al}{2}}{(1+\beta)(\text{sen } h al + \text{sen } al)} \right] \quad (7)$$

en las cuales: σ = tensión normal (compresión) en la plancha.

r = radio del forro.

p = presión unitaria exterior.

t = espesor de la plancha.

b = anchura del ala de la cuaderna en contacto con el forro.

F = área de la sección de la cuaderna.

$$a = \frac{1,285}{\sqrt{tr}}$$

l = longitud de plancha libre entre alas de cuadernas.

$$\beta = 1,555 \cdot \frac{\cos h al - \cos al}{\text{sen } h al + \text{sen } al} \cdot \frac{\sqrt{tr}}{F+bt}$$

Generalmente, la tensión axial es mayor que

la tangencial y aumenta con la sección F , lo que parece probar que el efecto *local* de los mamparos es aumentar la tensión en la plancha en vez de proporcionar una ayuda local como se creía anteriormente, y, por lo tanto, parece lógico o aumentar localmente el espesor de la plancha o disminuir la separación entre el mamparo y la cuaderna inmediata de cada lado, en lugar de

disminuir los escantillones de dichas cuadernas como se hacía anteriormente.

En el límite, considerando $F = \infty$, obtenemos una primera tensión máxima axial:

$$\sigma_{ac} = \frac{rP}{t} \times 2,043 \frac{\text{sen } h al - \text{sen } al}{\text{sen } h al + \text{sen } al}$$

y si la separación entre cuadernas es tal que $al > \pi$ obtenemos un máximo absoluto:

$$\sigma_{ac} = 2,043 \frac{r \cdot P}{t}$$

es decir, una posible tensión axial máxima, mayor que dos veces la tensión tangencial directa simple, que era la única seriamente considerada anteriormente.

Volviendo a las ecuaciones (4) y (7) si deseamos encontrar la presión límite a la cual la plancha alcanza el límite de elasticidad y es de esperar el colapso, llamando σ_{yp} a la tensión correspondiente obtenemos:

$$p_{ka} = \frac{\frac{t}{r} \cdot \sigma_{yp}}{0,50 + 1,815 \left(0,85 - \frac{b t}{F + b t}\right) \frac{\operatorname{sen} h a l - \operatorname{sen} a l}{(1 + \beta) (\operatorname{sen} h a l + \operatorname{sen} a l)}} \quad (4a)$$

y

$$p_{kt} = \frac{\frac{t}{r} \sigma_{yp}}{1 - 2 \left(0,85 - \frac{b t}{F + b t}\right) \frac{0,455 \operatorname{sen} h \frac{a l}{2} \cos \frac{a l}{2} + 1,545 \cos h \frac{a l}{2} \operatorname{sen} \frac{a l}{2}}{(1 + \beta) (\operatorname{sen} h a l + \operatorname{sen} a l)}} \quad (7a)$$

Para reducir el trabajo al calcular (4) y (4a) y β dan los autores una curva de los valores de:

$$L = \frac{\operatorname{sen} h a l - \operatorname{sen} a l}{\operatorname{sen} h a l + \operatorname{sen} a l}$$

y de

$$N = \frac{\cos h a l - \cos a l}{\operatorname{sen} h a l + \operatorname{sen} a l}$$

trazada en función de $a \cdot l$.

tenidos para p_k es naturalmente el que determina el colapso.

Con esta valiosa aportación de Sanden y Günther, necesariamente acompañada de datos prácticos deducidos de pruebas realizadas, podemos ya aproximarnos muy de cerca al colapso debido a exceso de fatiga, pero hay otra cuestión igualmente importante que es el colapso de la plancha por inestabilidad de forma, en la cual, lo mismo que en las columnas comprimidas, el valor de las tensiones no es el factor decisivo.

Por pruebas realizadas con cilindros de plan-

TABLA DE VALORES DE L Y N

$a l$	L	N	$a l$	L	N	$a l$	L	N
0	0	0	1,80	0,505	0,855	4,00	1,058	1,050
0,20	0,007	0,100	2,00	0,600	0,925	4,25	1,052	1,037
0,40	0,027	0,200	2,25	0,715	0,990	4,50	1,040	1,027
0,60	0,060	0,300	2,50	0,822	1,045	4,75	1,035	1,017
0,80	0,106	0,400	2,75	0,910	1,075	5,00	1,030	1,008
1,00	0,167	0,500	3,00	0,977	1,090	5,25	1,020	1,005
1,20	0,237	0,596	3,25	1,020	1,092	5,50	1,011	1,000
1,40	0,317	0,689	3,50	1,050	1,085	—	—	—
1,60	0,408	0,775	3,75	1,057	1,070	—	—	—

Es generalmente suficiente calcular la presión de colapso por (4a), pues como ya se ha dicho, ordinariamente la tensión axial es la mayor, pero en casos especiales es prudente calcular (4a) y (7a); el menor de los dos valores ob-

cha delgada reforzados con cuernas, se sabe que en muchos casos el colapso ha consistido en una repentina deformación de la plancha según una serie regular de ondulaciones, con valores de las tensiones inferiores al límite de pro-

porcionalidad, lo que permite asegurar que el colapso ha sido producido por inestabilidad de forma.

Von Mises, entre otros, ha estudiado esta forma de colapso, desarrollando una teoría sobre el compartimiento de tubos de plancha delgada reforzados con cuadernas, de longitud infinita y cargados axial y radialmente con una presión externa uniforme, llegando a la siguiente fórmula para la presión de colapso:

El Ingeniero Naval D. Aureo Fernández, en un artículo sobre la aplicación de la fórmula de Mises (1), ha conseguido reducir el cálculo a dos fórmulas sencillas que dan directamente la presión de colapso y el número de ondulaciones. Son las siguientes:

$$p_m = \frac{l^2}{r^2} \psi(x)$$

$$p_m = \left[\frac{E \cdot t}{n^2 r} + \frac{n^2}{12} \left[1 + \left(\frac{\pi r}{n l} \right)^2 \right]^2 \cdot \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \cdot \left(\frac{t}{r} \right)^3 \right] \frac{1}{1 + 0,5 \left(\frac{\pi \cdot r}{n \cdot l} \right)^2} \quad (8)$$

en la cual:

y

π = número de ondulaciones contadas a lo largo de la circunferencia.

E = módulo de elasticidad del material.

$m = \frac{1}{\text{Coeficiente de Poisson}} = \frac{10}{3}$ para el acero.

l = separación de cuadernas.

t = espesor de la plancha.

r = radio del cilindro.

$$n = \frac{r}{l} \Phi(x)$$

Los valores de $\psi(x)$ y $\Phi(x)$ se dan por medio de curvas en función de

$$x = \frac{l^2}{r t}$$

de las que se ha tomado el siguiente cuadro:

TABLA DE VALORES DE $\psi(x)$ Y $\Phi(x)$

x	$\psi(x)$	$\Phi(x)$	x	$\psi(x)$	$\Phi(x)$	x	$\psi(x)$	$\Phi(x)$
2,5	1.825.000	2,20	22,5	445.000	5,26	42,5	310.000	6,40
5,0	1.125.000	3,07	25,0	420.000	5,44	45,0	302.000	6,52
7,5	870.000	3,60	27,5	400.000	5,60	47,5	295.000	6,62
10,0	725.000	4,00	30,0	380.000	5,76	50,0	285.000	6,71
12,5	635.000	4,35	32,5	362.000	5,92	52,5	277.000	6,80
15,0	565.000	4,60	35,0	345.000	6,04	55,0	270.000	6,90
17,5	515.000	4,86	37,5	332.000	6,18	57,5	265.000	6,98
20,0	480.000	5,06	40,0	320.000	6,30	60,0	260.000	7,06

Unidades lineales = centímetros

Presión resultante en kg./cm²

El valor mínimo de p_m , que define la presión de colapso, se halla dando valores a n y trazando una curva con los valores correspondientes de p_m , lo que exige un trabajo penosísimo.

Un mérito más de este estudio, es que su autor, ha establecido una especie de ley de compa-

(1) INGENIERIA NAVAL, número 29, Enero de 1932.

ración, demostrando que si el valor de x es el mismo en varios cilindros, sus presiones de colapso varían proporcionalmente a $\frac{t^2}{r^2}$ y el número de ondulaciones a $\frac{r}{l}$, y también que es posible deducir experimentalmente la presión de colapso de un cilindro reforzado con cuerdas, por medio de pruebas de un modelo con el mismo valor de x , sin necesidad de serle similar.

La forma hiperbólica de la curva $\psi(x)$, ha permitido al autor, representarla en la región correspondiente a la mayor parte de los actuales submarinos, por la siguiente fórmula aproximada.

$$p_m = 1,51 E \frac{t^2}{r^2} \cdot x^{-0,615}$$

en la cual t y r están medidas en centímetros.

$$p_m \text{ en kg/cm}^2.$$

$$E = 2 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2.$$

$$x = l^2/r \cdot t.$$

Como generalmente los valores de la presión de colapso dados por la fórmula de Von Mises, difieren de los obtenidos experimentalmente, sería utilísimo trazar las curvas de $\psi(x)$ y $\Phi(x)$ mediante los resultados de pruebas con modelos, que desempeñarían papel análogo a las curvas del profesor Moncrieff para columnas y serían de semejante valor.

Resumiendo lo anterior, vemos que se dispone hoy de medios para calcular los valores teóricos de las presiones de colapso de la plancha de un tubo con refuerzos, por exceso de fatiga o por inestabilidad. Afortunadamente, las experiencias con modelos parecen comprobar los valores de las tensiones dados por las fórmulas de Sanden, lo que a juicio del autor, hace esperar que pronto el problema en conjunto perderá mucho de su actual oscuridad, ya que por contener la fórmula de Mises el término E , su validez queda limitada a aquellos casos en que las tensiones máximas son inferiores al límite de proporcionalidad del material, y un esencial preliminar para su aplicación es este medio que ahora poseemos para el cálculo de las tensiones.

En cuanto a la comparación de los valores dados por la fórmula de Mises, con los resultados obtenidos por pruebas de modelos, parece confirmarse el valor teórico del número de ondulaciones, pero no ocurre lo mismo con los valores teórico y experimental de la presión de colapso.

Pruebas realizadas por experimentadores alemanes han llevado a estos a afirmar, que un coeficiente de 0,4 a 0,6 necesita aplicarse a la presión de colapso dado por la fórmula de Mises, pero en primer lugar, se comprende que los modelos eran defectuosos, de sección no muy exactamente circular, y además hay razones para creer que sus proporciones eran tales, que invalidaban la aplicación de la fórmula, aunque el fenómeno de las ondulaciones pueda haberse realizado de acuerdo con la teoría en forma y número.

Los resultados de ciertas experiencias con modelos, realizados por Messrs Saunders y Windenburg (1) son de especial interés y merecedoras de atento estudio. Los modelos se construyeron con excepcional exactitud variando las proporciones de $\frac{t}{d}$ de 0,00324 a 0,00312 y las de $\frac{l}{d}$ de 0,25 a 2,00. Para valores $\frac{l}{d} > 0,5$, la presión de colapso experimental, fué considerablemente superior a la teórica, sucediendo lo contrario para valores de $\frac{l}{d} < 0,5$. En el trabajo publicado por dichos autores no se dan los cálculos de las tensiones y no pueden por lo tanto deducirse conclusiones generales.

Las experiencias anteriores se prepararon y realizaron excelentemente, y los datos resultantes y otros trabajos prometidos por los autores, deberán ser estudiados por todos los arquitectos navales interesados en este asunto. Como ellos afirman, en conclusión «para poder realizar la elección de una atendible fórmula o fórmulas para calcular la resistencia de un cilindro bajo presión exterior, y determinar las constantes o coeficientes correctores, será necesario acumular muchos más datos que los disponibles en la actualidad».

Hasta ahora hemos tratado de la plancha o envolvente del cilindro pero no hemos definido

(1) Transactions of the American Society of Mechanical Engineers Junio 1931.

el exacto papel jugado por las cuadernas y mamparos. En la fórmula de Von Mises, se presupone el apoyo que proporcionan las cuadernas; naturalmente este apoyo recibe reacciones que obligan a dar a las cuadernas una resistencia mínima por debajo de la cual la teoría queda invalidada.

Según la teoría de Sanden y Günther, el valor de la presión total transmitida por la plancha a la cuaderna está definida por

$$P = \frac{p}{1 + \beta} \left[0,85 \beta \left(\frac{F}{t} + b \right) + b \right] \quad (9)$$

En el caso de un tubo de longitud infinita, P , toma el valor mínimo. Como P y σ aumentan con F , debe darse a esta el valor mínimo necesario para una razonable seguridad.

Parece sin embargo, que aunque este valor de P satisface las condiciones de elasticidad de la plancha, con refuerzos de un área seccional igual a $F + b t$, otras condiciones de estabilidad exigen mayor resistencia de la cuaderna que la definida por P .

Sanden y Günther, en un resumen al final de su trabajo, sugieren que para evitar el colapso de la cuaderna, debe admitirse que una tira de plancha de anchura igual al ala de contacto de la cuaderna trabaja con ésta, y la sección compuesta ($F + b \cdot t$), debe llevarse a la fórmula de Foepl y considerarse suficiente un valor de la presión de colapso 10 % mayor que p_{ka} calculado mediante la ecuación (4a) para la plancha, es decir

$$1,10 p_{ka} \cdot l < \frac{3 E I}{r^3} \quad (10)$$

Desgraciadamente, la experiencia indica que la condición definida por (10), evidentemente arbitraria, no puede ser considerada satisfactoria más que para ciertas definidas proporciones; el autor tiene conocimiento por lo menos de un caso práctico, en el que cuadernas de mucha menor sección resistieron satisfactoriamente, a pesar de haberse calculado las tensiones en la plancha muy próximas al límite de proporcionalidad.

En otros casos, con los mismos coeficientes de seguridad calculados por la fórmula de

Foepl en dos modelos de diferentes proporciones, las cuadernas de uno continuaron resistiendo después de ondularse la plancha, las del otro colapsaron antes de ondularse la plancha entre cuadernas, produciéndose el colapso simultáneo de plancha y cuadernas, a pesar de que en ambos casos la tensión máxima calculada era la misma e inferior al límite de proporcionalidad.

Tales hechos, demuestran que no pueden calcularse con un coeficiente de seguridad constante, para evitar el colapso, cilindros con diferentes proporciones entre las dimensiones l , d , r y t .

Para ilustrar la oscuridad que rodea a la cuestión de la relación entre los diversos factores que intervienen en la rotura por colapso, el autor ha calculado varios valores por comparación con los resultados de pruebas de varios modelos dados por Sanden y Günther.

Los dos modelos IV_A y IV_B , difieren únicamente en la separación de cuadernas. Los modelos V_1 , V_2 y V_3 , difieren en todos aspectos de los IV_A y IV_B , pero no se diferencian entre sí más que en la separación de cuadernas.

De esta comparación parece deducirse que en el caso de V_1 y V_2 , aunque el coeficiente de seguridad de la cuaderna calculado por la fórmula de Foepl es algo mayor que el correspondiente a V_3 , no es el suficiente para dar a la cuaderna la robustez necesaria, para que se produzca primeramente el colapso de la plancha entre cuadernas. Por eso plancha y cuaderna colapsan juntas, formándose extensas ondulaciones que comprenden también a la cuaderna. En el caso de V_3 , las cuadernas están más separadas, y la plancha colapsa entre ellas a menor presión.

Todo esto nos demuestra, que para conseguir en la estructura una resistencia armónica, es preciso hacer más robustas las cuadernas a medida que se disminuye su separación, si se conservan el espesor de la plancha y el diámetro, lo que a primera vista parece paradójico.

La conclusión debe ser que nuestros presentes conocimientos (por lo menos los publicados) sobre la actuación de la cuaderna, no están suficientemente avanzados, y que hay una gran necesidad de ensayos sistemáticos con modelos, para cubrir por lo menos el campo de las proporciones ordinarias de los actuales submarinos. En estos ensayos deberán variarse la sección de las cuadernas y su separación.

DATOS DE ENSAYOS CON MODELOS

Número del modelo	Diámetro d mm.	Espesor t mm.	Angulos de refuerzo	Separación de cuadernás mm	Relaciones		Presión de colapso	Ondulaciones		Observaciones
					$\frac{t}{d}$	$\frac{l}{d}$		Longitud circunferencial, mm.	Número	
IV _A	2,400	6	120 × 75 × 12	360	0,0025	0,15	9,8	450/500	16	—
IV _B	2,400	6	120 × 75 × 12	540	0,0025	0,225	7,4	500/550	14/15	—
V ₁	1,600	6,5	60 × 30 × 5	400	0,004	0,25	12,60	?	?	Refuerzos colapsaron
V ₂	1,600	6,5	60 × 30 × 5	500	0,004	0,31	9,5	?	?	Refuerzos destruidos
V ₃	1,600	6,5	60 × 30 × 5	600	0,004	0,375	8,7	350	14/15	—

DATOS CALCULADOS CON LA PRESION DE COLAPSO DADA POR LA TABLA ANTERIOR

Número del modelo	Tensión axial máxima σ_{ac} kg/c/m ² .	Momento de inercia del refuerzo y tira de plancha cm. ⁴	Factor de seguridad por Foepppl	Compresión en los refuerzos calculada con carga = P kg./cm. ²	p_m por la formula de Mises	Número de ondulaciones	Relación $\frac{p_m \text{ experimental}}{p_m \text{ calculada}}$
IV _A	2,930	390	4	645	12,75	16	0,77
IV _B	2,160	390	3,6	483	8,00	14	0,87
V ₁	1,470	27	0,63	935	24,8	11/12	?
V ₂	1,100	27	0,67	705	19,3	10/11	?
V ₃	1,020	27	0,60	650	15,8	10	0,55

También parece evidente, que aunque el efecto local de los mamparos es aumentar la fatiga de la plancha, su efecto general con relación a su separación y dentro de ciertos límites, debe ser contribuir de alguna manera a la estabilidad del cilindro como un conjunto, y por consiguiente, los ensayos futuros deberán hacerse también con modelos de varias longitudes y con varias cuadernas reforzadas intermedias para simular el efecto de los mamparos. Más ensayos son aún necesarios para averiguar el efecto, si lo hay, de aumentos locales de sección de las cuadernas y el de apoyos locales sin aumento de sección (como por ejemplo en las uniones de la celosía que une los cascos resistente y exterior).

Consideraciones generales y prácticas

Hasta ahora, se ha supuesto a las cuadernas situadas en el interior del casco resistente, pero en los modernos submarinos de doble casco completo, es más conveniente situar las cuadernas al exterior, dentro del espacio ocupado por los tanques. Como la presión exterior tiende a separar la plancha de la cuaderna, no podemos lógicamente admitir, que la tira de plancha adyacente al ala de la cuaderna, trabaja como si formase parte de ésta, como suponíamos anteriormente en la hipótesis de cuadernas interiores.

Adaptaremos a este caso las fórmulas anteriores eliminando el efecto de la tira de plancha de sección $b \cdot t$, sin más que hacer $b = 0$; así obtenemos para la tensión axial máxima:

$$\sigma_{ac} = \frac{rP}{t} \left[0,50 + 1,543 \frac{\text{sen } h a l - \text{sen } a l}{(1 + \beta')(\text{sen } h a l + \text{sen } a l)} \right] \quad (11)$$

y para la tensión tangencial máxima:

$$\sigma_{tc} = \frac{rP}{t} \left[1 - 1,70 + \frac{0,455 \text{sen } h \frac{al}{2} \cos \frac{al}{2} + 1,545 \cos h \frac{al}{2} \text{sen } \frac{al}{2}}{(1 + \beta')(\text{sen } h a l + \text{sen } a l)} \right] \quad (12)$$

en las cuales:

$$\beta' = 1,555 \cdot \frac{\cos h a l - \cos a l}{\text{sen } h a l + \text{sen } a l} \cdot \frac{\sqrt{t^3 r}}{F}$$

y $l =$ distancia entre cuadernas medida de centro a centro de remaches.

Con frecuencia se oyen dudas sobre la efi-

ciencia de las cuadernas exteriores, expresadas seguramente al pensar que la plancha se encuentra debilitada por la línea de remaches de unión con la cuaderna, precisamente donde la tensión tangencial es máxima, y que los remaches pueden ceder por el empuje que reciben de la plancha hacia el interior. Estos temores no tienen justificación práctica alguna, ya que en los numerosos submarinos existentes con cuadernas interiores, no se ha manifestado ninguno de dichos efectos. Tensiones del orden de 1.600 Kg./cm² se han obtenido del cálculo, mediante la fórmula (11), en el sitio correspondiente a las cuadernas, sin que en las pruebas de profundidad se haya observado ninguna flecha anormal, ni roto ningún remache (ni tampoco en los mamparos donde las tensiones son considerablemente mayores).

Si se traza un diagrama de tensiones, como el representado en la figura, se notará que la mayor parte del remache está comprimida y que la pequeña parte de plancha sometida a tracción alrededor del agujero, soporta una tensión muy baja, lo que explica satisfactoriamente los buenos resultados obtenidos prácticamente.

Respecto al empuje que puedan tener que soportar los remaches, se ha visto prácticamente, que el diámetro que se les asigna usualmente según el espesor de la plancha, con una separación de 5 diámetros, es completamente satisfactorio.

Aplicando la fórmula

$$P' = \frac{P}{1 + \beta'} \times 0,85 \beta' \cdot \frac{F}{t} \quad (9a)$$

para el empuje por unidad de longitud de cir-

cunferencia, y suponiendo que cada remache soporta el empuje total, correspondiente a la separación de remaches, se ha obtenido por el cálculo una tensión de 300 Kg/cm² con pruebas satisfactorias.

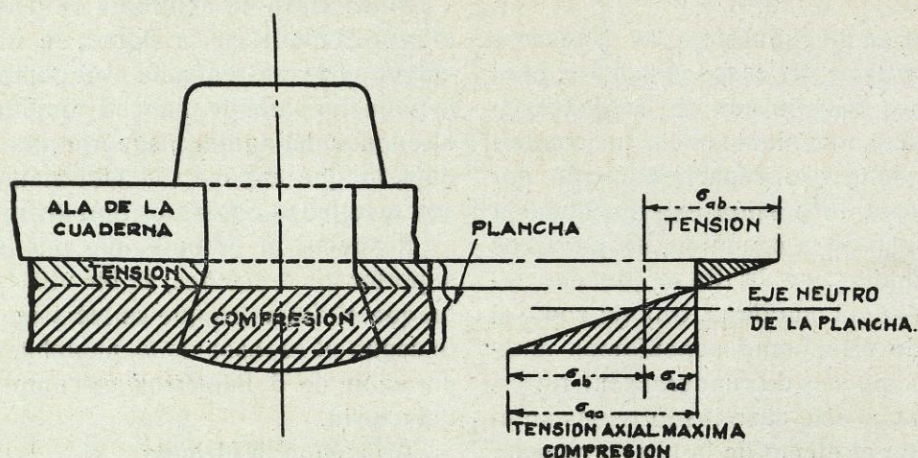
Las cifras anteriores no representan valores límites, y pueden tomarse como valores correctamente calculados en casos concretos, y apli-

carse a acero dulce con mano de obra de primera clase.

Como la tensión máxima es una compresión, es evidente, que el mejor tipo de junta para la plancha es la junta a tope, con los cantos de plancha cepillados y sin huelgo alguno para evitar el cizallamiento de los remaches. Las juntas transversales deberán colocarse en el punto medio entre cuadernas, donde la tensión axial es mínima, siendo en general suficiente un cubrejuntas sencillo con doble remachado. Es evidente, que las juntas longitudinales pueden colocarse indistintamente bajo el punto de vista de la resistencia. Es costumbre dividir la circunferencia en el menor número posible de tracas iguales, compatible con una aceptable anchura de las planchas, y situar las juntas del modo

to del verdadero limite de elasticidad, de los aceros utilizables, bajo las complejas tensiones que se desarrollan en los cascos resistentes de los submarinos, proporcionaría al proyectista una idea más satisfactoria de la seguridad del casco, cuando procede a determinar sus escantillones.

Secciones no circulares.—Respecto a los cálculos de resistencia de las cuadernas no circulares, el lector es enviado al estudio de un anillo cerrado del profesor Hovgaard según el «principio de continuidad» («Structural Design of Warships»—Hovgaard) y a una aplicación del método de Marbec del mismo autor (Society of Naval Architects and Marine Engineers, New-York 1921) (1). Al aplicar estos métodos en muchos casos, ha visto el autor que el trazado de



más conveniente para el calafateo y para evitar remaches que cosan más de dos espesores. Cubrejuntas dobles o sencillos, con doble remachado, prácticamente han demostrado ser satisfactorios, con tal de evitar toda clase de huelgos en los topes de las planchas. Tales juntas, si la mano de obra es buena, son por lo menos tan resistentes como los trozos más fatigados de la planchas intacta y nada hay que temer ni por resistencia ni estabilidad.

Material.—Siendo el limite, de proporcionalidad de capital influencia, según hemos visto anteriormente, no es de extrañar la moderna tendencia hacia el empleo de aceros de alto limite elástico, para las planchas del casco resistente. El autor no es competente para discutir los aspectos físicos y químicos del material ideal, pero cree, que un conocimiento más exac-

la fibra neutra, exige algún cuidado y un sano criterio personal, y que los resultados obtenidos no deben considerarse cuantitativamente exactos, pero sí utilísimos comparativamente con similares estructuras de resultados conocidos en pruebas.

Puede ser de interés, el saber que el autor ha encontrado en secciones ovales normales, calculadas por el método de Marbec, las siguientes tensiones en submarinos existentes:

Compresión directa . .	1.300 a 1.400 Kg/cm ²
Compresión combinada directa y de flexión .	2.500 Kg/cm ²

(1) Las curvas dadas en la comunicación presentada por Mr. R. G. Whiting en esta Asociación (16 Marzo 1921), son muy útiles para una primera aproximación en el caso de secciones de forma oval y también para momentos flectores en torrecillas elípticas, etc.

la sección para inercia y tensiones se ha calculado como compuesta por la propia cuaderna y una tira de plancha de una anchura igual a doce veces su espesor; material de acero dulce.

Para el cálculo de la plancha, pueden aplicarse las fórmulas de Sanden y Mises, tomando un radio igual al mínimo radio de curvatura de la sección, con tal de que esta no difiera mucho de la forma circular. Debido a la imposibilidad de adoptar formas standard para las secciones extremas de los submarinos, una serie sistemática de ensayos no parece posible, pero algunas pruebas, por ejemplo de secciones normales de proa, puede esperarse que suministren datos muy útiles.

En conclusión, es apenas necesario decir que el proyectista de submarinos, por el volumen y varia naturaleza de los problemas a que

tiene que hacer frente y resolver técnica y económicamente, debe ser necesariamente un «práctico general» más bien que un especialista, y por consiguiente, está forzado a ayudarse por estos en asuntos que requieran grandes investigaciones o difíciles desarrollos matemáticos, y este modesto trabajo no pretende ser más que notas y observaciones sobre las aplicaciones prácticas de los conocimientos correspondientes hasta hoy publicados.

Además de las autoridades ya mencionadas, encontrarán los interesados información valiosísima en los trabajos publicados por R. V. Southwell, G. Cook, Takesada Tokugawa, y otros que tanto han hecho, ayudando al proyectista a tener un concepto más claro, y mejores métodos para resolver este difícil problema.

NOTAS BIBLIOGRAFICAS

BUQUES DE GUERRA

La potencia motriz y el radio de acción de los nuevos acorazados alemanes del tipo "Deutschland" (*Le Genie Civil*, 7 Octubre 1933)

El acorazado alemán «Deutschland», de 10.000 toneladas, y que es el prototipo de una serie cuya segunda unidad está ya en construcción, presenta entre otras características dignas de observación, el empleo generalizado de la soldadura eléctrica en el casco y la propulsión por motores Diesel muy perfeccionados

A propósito del desplazamiento, el comandante Jean de Fussy hace notar en el «Journal de la Marine Marchande» del 17 de agosto, que no es exacto atribuir a los motores Diesel el poco peso del barco propiamente dicho, que ha permitido darle un armamento y una protección importante, sin sobrepasar el tonelaje límite de 10.000 toneladas inglesas (de 1.016 Kgs.) al que la Marina alemana tenía que sujetarse. En realidad, si el aparato motor Diesel del «Deutschland» es muy ligero con relación a los aparatos similares de los buques mercantes, es

pesado con relación a los aparatos motores de vapor (aproximadamente 22 Kgs. por H. P. en el primer caso y 16 Kgs. en el segundo). Se puede calcular en 325 toneladas el aumento de peso de uno a otro sistema, de modo que la solución de poner motores no ha tenido por objeto el disminuir el peso. Se observa fácilmente que con los motores se obtiene un radio de acción mucho más grande. En efecto, si se admite como consumo medio por caballo hora 180 gramos para el motor Diesel y 325 gramos para un aparato motor moderno (a toda potencia) y si se toma una velocidad a toda potencia de 27 nudos, es fácil calcular que los motores Diesel no son ventajosos más que para un radio de acción superior a 1.150 millas marinas aproximadamente, para el cual el aprovisionamiento de combustible necesario para los motores Diesel es inferior en más de 325 toneladas al aprovisionamiento de combustible necesario a la maquinaria de vapor. El radio de acción del «Deutschland» es de 10.000 millas.

Un radio de acción de 1.000 millas a 27 nudos, correspondiente a cerca de 40 horas de marcha a toda potencia, parece más que suficiente para operaciones en el Báltico. Por lo

tanto, si los alemanes hubiesen querido construir simplemente un crucero acorazado, para el Báltico, podrían haber adoptado la maquinaria de vapor, que tenía la ventaja de un precio menor de coste y mayor facilidad de instalación a bordo de un buque de guerra y de hacer con un desplazamiento global de 10.000 toneladas, un buque mejor armado y mejor protegido que el «Deutschland». Si no ha sido así es porque le han concedido una gran importancia al radio de acción.

La adopción del motor Diesel parece demostrar el carácter ofensivo que ha presidido en la elaboración del proyecto del «Deutschland».

Por otra parte, este carácter ofensivo se encuentra en los cruceros ligeros que le han precedido y en los cuales se ha adoptado la solución mixta, vapor y Diesel, para obtener un radio de acción muy elevado a la velocidad de crucero. Así es que los cruceros de 6.000 toneladas «Koenigsberg», «Karlsruhe», y «Koeln», tienen dos grupos de turbinas de vapor y un motor Diesel, que les dan un radio de acción de 9.800 millas, a la velocidad de 10 nudos. El crucero «Leipzig», también de 6.000 toneladas, tiene como los anteriores un doble aparato motor (dos turbinas de vapor de 30.000 H. P. y un motor Diesel de 12.000 H. P.) que le permiten recorrer 7.000 millas en total a una velocidad de 14 a 15 nudos.

Parece, pues, demostrado que la idea que ha hecho adoptar al Estado Mayor alemán estas resoluciones, es la de la guerra a grandes distancias de las bases, dirigida contra el comercio enemigo. Las consideraciones anteriores demuestran también la dificultad que hay para establecer el carácter ofensivo o defensivo de las unidades navales. En general, se establece el carácter ofensivo de los buques según el calibre y el número de sus cañones. Parece, también, que la comparación del radio de acción debe igualmente servir de criterio. El menor de los cruceros alemanes de 6.000 toneladas, y con mayor razón el «Deutschland» presentan un carácter ofensivo que no tienen los acorazados franceses, mayores y más potentemente armados, pero en los cuales el radio de acción no sobrepasa el mar Mediterráneo.

(J. R. B.)

El crucero de combate alemán «Leipzig» (The Motor Ship, Octubre, 1933)

Aunque hace dos años que el «Leipzig» está prestando servicio, hasta ahora no han empezado a publicarse detalles de sus máquinas.

Lleva el buque dos ejes exteriores, accionados por turbinas con una potencia total de 30.000 H. P. y un eje central movido por un equipo Diesel de 12.000 H. P. Este equipo está formado por cuatro motores M. A. N. de siete cilindros, dos tiempos y doble efecto, a 750 r. p. m. que mueven el eje mediante engranajes de reducción y un embrague hidráulico «Vulcan». Las revoluciones del eje son 450 r. p. m. Las máquinas Diesel se usan para las velocidades hasta 18 nudos y se emplea una hélice de paso variable (por el giro de las palas) a fin de tener buenos rendimientos a más altas velocidades. Cuando se desean utilizar solo las turbinas, las palas de la hélice central se colocan en una posición en que ofrezcan la menor resistencia.

Cuando trabajan solo los motores Diesel, el eje central mueve una dinamo, que envía corriente a dos motores eléctricos que, a su vez, hacen girar avante a los dos ejes laterales, mediante ruedas dentadas. Esta combinación absorbe unos 600 H. P. en tanto que si se dejaran girar libremente las hélices exteriores la pérdida de potencia sería de unos 3.000 H. P.

El peso de los motores Diesel es de unos 5,5 Kg. por B. H. P. y los cilindros de tales motores tienen 300 m/m. de diámetro por 440 m/m. de carrera.

El aire de barrido lo suministran dos soplanes Brown-Boveri, movidos, cada uno por motores M. A. N. de siete cilindros, dos tiempos y doble efecto.

(J. R.)

Nuevo crucero holandés (Journal de la Marine Marchande, 5 Octubre 1933)

El tercer crucero holandés, destinado a completar la flota de cruceros modernos constituida por el «Java» y el «Sumatra», construídos en 1925, tendrá las siguientes características:

Eslora total	170,80 mts.
Manga	15,60 »
Puntal	11,35 »
Calado medio	4,90 »
Desplazamiento	6.530 tons.
Velocidad máxima	32 nudos.
Id. de crucero	15 »

Las dos hélices serán accionadas por turbinas Parsons de 70.000 H. P., siendo el vapor suministrado por calderas de tipo Yarrow.

El armamento consistirá en seis piezas de 150 m/m, dispuestas en tres torres dobles, una en caza y dos en retirada, y cuatro de 105 m/m colocadas, dos a dos, sobre una plataforma situada a popa. Sin embargo, este armamento no parece ser definitivo y ciertos medios preconizan siete piezas de 150 m/m, en dos torres dobles y una triple. (S. F. D.)

MÁQUINAS DE VAPOR

Recientes progresos en las instalaciones de turbinas de exhaustación en el Japón (*Journal de la Marine Marchande*, 28 Septiembre 1933)

Durante estos últimos años, se han registrado grandes progresos en el Japón, relativos a la construcción de Motores Diesel y buques con motores. Pero el diesel oil es muy raro en el Japón y su precio resulta excepcionalmente elevado; no es, pues, de extrañar que actualmente, como sucede en Inglaterra, todas las investigaciones se orienten hacia un retorno al vapor y a la utilización del carbón, del que el Japón es un gran productor.

Las investigaciones han sido llevadas, principalmente, sobre los dispositivos que permiten obtener el mejor rendimiento en las instalaciones de vapor, así como en el sentido de la conversión del carbón de Manchuria en petróleo. La Marina Militar japonesa utilizaba ya en los hogares de los buques auxiliares, una mezcla de aceite y de carbón. Además, el caldeo con carbón pulverizado ha sido recientemente instalado sobre dos buques de pasaje, el «Johore-Marú» y el «Nagoya-Marú». En el Japón existen actualmente un cierto número de unidades de bastante edad, que se han tratado de modernizar con la instalación de turbinas de escape;

entre las instalaciones más interesantes en este sentido citaremos las de los buques «Konan-Marú» y «Sinkyo-Marú».

El «Konan-Marú» fué construido hace 14 años por la «Mitsubishi Nagasaki Shipyard» para la «Kobe Sanbashi Kaisha Ltd.» Este buque de 123 metros de eslora, 16,45 m. de manga y 9,15 m. de puntal, tiene un desplazamiento de 8.400 tons.

La propulsión está asegurada por una máquina de triple expansión que desarrolla 1.400 C. V. y está alimentada por calderas tipo Scotch, timbradas a 13,6 kg/cm² con tiro forzado. El vapor es recalentado.

Con vistas a disminuir el consumo de combustible, se ha instalado una turbina Bauer-Wach y mejorado el vacío en el condensador, añadiendo un grupo eyector-aumentador de vacío. A plena carga, la instalación ha sido calculada a fin de desarrollar 1.400 C. V. en la alternativa y 600 C. V. en la turbina, o sea una potencia total de 2.000 C. V. con 56 revoluciones de las hélices y 4.060 de las turbinas.

Desde luego la hélice ha sido reemplazada por una nueva hélice de 4 palas, de bronce al manganeso. Las pruebas efectuadas han demostrado que la nueva instalación permite realizar u a economía del 19,4 % de carbón con la misma velocidad, y una potencia solamente de 1.507 C. V., notablemente inferior a la potencia máxima de 2.000 C. V. para la cual la economía de combustible será todavía más considerable.

El «Shinkyo-Marú» ha sido construido por la «Uraga Dockyard» para el servicio de la Dairen Steamship C.^o Es una unidad de 4.100 tons. cuya propulsión está asegurada por una máquina de triple expansión de válvulas, y una turbina de exhaustación que ataca el árbol, por intermedio de una doble reducción de engranajes y un acoplamiento flexible con embrague de fricción. La patente de esta instalación es japonesa. La potencia máxima desarrollada es de 1.760 C. V. a 89 revoluciones o sea 1.100 para la alternativa y 660 para la turbina. Cuando la turbina se desembraga, la potencia máxima de la alternativa sola, es de 1.300 C. V. La instalación completa comprendida la alternativa, la turbina y sus acoplamientos ha sido realizada por la «Urga Dockyard». Las calderas, de tipo multitubular producen vapor a 14,20 kg. y el vapor está ligeramente recalentado 10° C. El consumo de combustible varía de 10 a 15 tons. para po-

tencias de 700 a 1.000 C. V. Esto da un coeficiente de utilización

$$\frac{D^2}{C} \times V^3$$

de 25.400, lo que debe ser considerado como un resultado excelente.

Esto corresponde a una economía de combustible del 20 al 30 % en comparación con los resultados obtenidos sobre otros buques provistos solamente de máquina alternativa. Sobre otro buque, el «Johore-Marú», una turbina de escape Bauer-Wach ha sido también instalada, la potencia total desarrollada es de 4.000 C. V.; a la potencia de 3.800 C. V. la economía de combustible realizada por la turbina ha sido del 17 %.

Es digno de observar, que, en el «Konan-Marú», la transformación ha permitido reducir el personal efectivo de máquinas. (S. F. D.)

ELECTRICIDAD

Soldadura eléctrica y corte con soplete acetilénico o de gas de hulla

(*The Welding Industry*, Octubre 1933)

El articulista trata de un asunto de gran actualidad y que ha caído como una bomba en el mundo de la soldadura.

Hace tan solo un año que dos importantes sociedades clasificadoras, el «Lloyd's Register» y la «British Corporation», exponían en una comunicación dirigida a la «Institution of Naval Architects», en Abril de 1933 por el Dr. Montgomerie y Mr. Foster King, en opinión conjunta de que el empleo de la soldadura eléctrica en la construcción naval, aprovechando las ventajas de cortar el acero con soplete acetilénico o de gas de hulla, sería un gran avance económico atendiendo a las ventajas que representan el dar forma a las piezas por métodos tan rápidos y propios como el del soplete.

Se rumoreaba algo contra el empleo del soplete oxi-acetilénico, pero nadie sospechaba que en la reunión de Abril de 1933, iba a leerse una comunicación de Mr. Lillicrap titulada «The use of Electric Arc Welding in Warship Construction» en la que su autor declara que las ideas

del Almirantazgo Británico sobre la materia, se pueden resumir en la siguiente declaración: «Se han hecho algunas investigaciones sobre soldadura de planchas con cantos cortados a soplete, habiéndose probado de estos, el de acetileno y el de gas de hulla».

«En general, se ha observado poco efecto perjudicial en cuanto a las pruebas de carga de rotura (por más que esta declaración habría que pesarla bien en el caso de oxi-acetileno), pero las pruebas de doblado han probado ser afectadas muy seriamente por el corte con llama, particularmente en planchas de alta tensión».

«Las conclusiones a que hemos llegado (continúa Mr. Lillicrap) son que los procesos de corte con soplete no deben permitirse, en modo alguno, en la preparación de los cantos de planchas de alta tensión, que hayan de soldarse, y que lo mismo puede decirse del acero dulce en trabajo de importancia estructural. Con acero dulce y en trabajo poco importante puede permitirse el corte con soplete oxígeno-gas de hulla».

Ya existían disensiones sobre lo que era más apropiado, si el empleo del acetileno o el del gas de hulla y aunque muchos talleres dan preferencia a este por creer que los efectos perniciosos del soplete, acusados en una estrecha tira próxima al canto, son menores con el gas de hulla que con el acetileno, podría creerse apasionada esta declaración por el hecho de ser más barato aquel gas, que el acetileno y más fácil en las ciudades. De todos modos es asunto este que bien merece un estudio de todos los interesados.

Pero lo que verdaderamente ha sido un jarro de agua fría para la industria del soplete, fueron las declaraciones del Almirantazgo, pues vienen a detener la marcha de una industria que se desarrollaba grandemente. Ello es tanto más importante cuanto que en la «Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland» fué presentada otra comunicación de Mr. Adam, de la «British Corporation» en la cual se asegura que en astilleros donde las planchas se cortaron al soplete de gas de hulla o de hidrógeno, la soldadura ha resultado tan buena como con superficies cortadas a máquina.

Mr. Adam considera la medida del Almirantazgo como un «paso arbitrario» y «retrogrado» tanto más lamentable cuanto que el corte a soplete permite un grado de precisión, buen montaje y supresión de soldadura innecesaria, que

no pueden obtenerse por medios normales, en un Astillero. (Esto se refiere a acero dulce).

En este punto queda la cuestión, en la que hay interesada una fuerte industria que debe apoyar sus intereses en su propia experiencia mejorada día por día y en la opinión de la «British Corporation», a fin de levantar el baldón que el Almirantazgo ha echado sobre una construcción tan práctica como la de soldar después de cortar a soplete, baldón que el Almirantazgo mismo ha de procurar levantar, pues mientras tanto, nadie se atreverá a emplear tal método, que con razón o sin ella sería trágicamente impugnado, si la desgracia ocasionara la pérdida de un barco en que tal soldadura se hubiera empleado ampliamente.

(J. R.)

METALURGIA

Cómo hacer maquinable la soldadura en piezas de fundición (*Foundry Trade Journal*, 10 Agosto 1933)

Cuando una pieza de hierro fundido es soldada con un electrodo de acero o de hierro, la soldadura es extremadamente dura y no es maquinable y la superficie solo podrá ser terminada por medio de la piedra de esmeril. Por esta razón, el empleo de los electrodos de Metal Monel, se ha extendido, y la experiencia ha probado que con aparatos de soldadura apropiados, dan una superficie capaz de ser maquinada tan fácilmente como el metal soldado. Las varillas de Metal Monel suministradas para la soldadura de acero de la fundición de hierro, son cubiertas con un fundente especial, que protege el metal soldado de la oxidación y funde cualquier óxido que pueda formarse. Las varillas desnudas de metal Monel se suministran para la soldadura oxi-acetilénica, y entonces se deberá emplear como fundente bórax puro pulverizado. Empleando la soldadura de gas es necesario precalentar la pieza. Donde sea posible, se recomienda la soldadura eléctrica.

El metal Monel fluidifica muy diferentemente que cualquier otro metal, por esto el operador deberá tener práctica en su empleo y no es de esperar tener resultados perfectos en el primer ensayo. El metal no puede ser depositado satis-

factoriamente por arriba, y como una regla general el trabajo deberá hacerse en posición horizontal, no obstante puede ser depositado verticalmente si se emplea con precauciones. El metal Monel deberá siempre ser depositado sobre una sección fría de la pieza, y no deberá extenderse en una longitud superior a 2 pulgadas, al mismo tiempo sobre el borde a soldar. Inmediatamente de la rotura del arco, la soldadura deberá ser cuidadosamente martillada con un ligero martillo de punta redonda. Esto produce un efecto de forja en el metal de la soldadura y lo remedia de las tensiones debidas al enfriamiento.

Cuando se empleen varillas de metal Monel para soldar piezas que deban trabajar a presión o a vacío, después de que la grieta se haya rellenado con dos capas de metal, habiendo sido martilladas completamente como se ha mencionado antes, la soldadura entera deberá ser con todo cuidado y completamente calafateada, bien a mano o con herramienta neumática. En adición al martillado de cada soldadura de 2 pulgadas, el calafateado deberá ser continuado después de cada segunda capa hasta la final, y cuando la grieta esté enteramente llena con metal Monel la masa total deberá ser de nuevo calafateada y aún pasada con una máquina fuertemente.

Se tomará mucho cuidado en que al depositar cada soldadura de 2 pulgadas, se haga sobre metal frío, siendo necesario o cambiar de sitio o suspender la operación de soldar hasta que el metal esté completamente frío.

La soldadura de la fundición requiere necesariamente proceder con cuidado, y donde las observaciones hechas más arriba se hagan concienzudamente por el operador, se obtendrán resultados satisfactorios.

Las varillas de metal Monel cubiertas con un fundente podrán ser empleadas con cualquier tipo de máquina de soldar eléctrica, proporcionando conveniente temperatura con la corriente recomendada.

Una corriente de 175 amperes y con un corto arco es recomendada para emplear varillas de metal Monel de 0.148 pulgadas = 3,7 m/m; 100 a 130 amperes para 0.120 pulgadas de diámetro = 3 m/m. y 80 a 100 amperes para 0.093 pulgadas de diámetro = 2.3 m/m.

Es muy esencial que la máquina de soldar empleada produzca constantemente los amperes

indicados. Puede ser necesario con algún equipo de soldar, instalar un conmutador para un mayor amperaje que el dado arriba, con el fin de asegurar el término medio de los amperes recomendados.

Vienen insertadas en el artículo dos fotografías de un cuerpo de una prensa, una mostrando la pieza completamente seccionada y la otra después de soldada.

(S. G. L.)

ORGANIZACIÓN DE SERVICIOS

Progreso individual (*Machinery*, 14 Septiembre 1933)

En los despachos de muchos directores de factorías existen planos con dos clases de curvas; una de ellas representa la producción probable y la otra la producción real. Casi invariablemente la producción real es inferior a la producción estimada, sino durante todo un año, por lo menos en lo que a fechas se refiere. En las cestas de correspondencia hay siempre por las mañanas una serie de reclamaciones de los clientes por no haberse cumplido las entregas. Cual es la razón de este estado de cosas? Mucho de esto puede achacarse a los Departamentos de Producción y Progreso.

Cada factoría tiene su propio método de hacer progresar el material por los varios Departamentos de construcción, pero aún no se ha dado con el sistema óptimo. El seguir y dar prisa al material y los detalles de terminación de un departamento a otro, al almacén y finalmente al departamento de Montura, es una argumentación que sobre el papel debe trabajar automáticamente. Es relativamente fácil sentarse en el despacho de uno y sacar un sistema de producción que ha de trabajar eficientemente siempre que se tomen en cuenta las necesidades particulares de cada factoría. En la práctica, sin embargo, los esquemas en cuestión rara vez trabajan como se requiere.

Recientemente el autor del artículo encontró una factoría donde el Departamento de Producción como tal no existe. Sin embargo, aunque parezca sorprendente, no sufre retrasos en las entregas. El sistema adoptado es simple, siendo el jefe de cada departamento responsable de la realización de los plazos de cada operación de

su sección. En vez de un ejército de listeros como hay en otras factorías, existen algunos empleados que preparan la información para los maestros, pero que no se meten en almacenes.

En una de las paredes principales del taller de Maquinaria se han montado una serie de grandes tableros divididos en numerosas casillas cuadradas. A lo largo de la primera fila del tablero están marcados los días del mes y en la primera columna de la izquierda existen espacios en los cuales se escriben los distintos componentes de las piezas que se han de trabajar en el taller. En cada una de las casillas existe un gancho del cual pueden suspenderse una o varias chapas.

Estas últimas son de forma regular con diversos agujeros alrededor de su periferia y están coloreados de tal manera que designan un departamento de la citada factoría. Los diversos agujeros de cada chapa tiene por objeto el que sean visibles aunque haya que colocar varios de ellos en el mismo gancho.

Durante el día, los empleados trabajan en este cuadro del progreso, colocando chapas y a medida que se van recibiendo los partes de entrada de material y moviéndolas a medida que se reciben las partes de la pieza de un departamento a otro.

El espacio entre la chapa, es decir, el tiempo permitido para la estancia de una pieza en su departamento, está basado en un standard arbitrario como mínimo, y en el tiempo de entrega como máximo. Los Jefes de todos los Departamentos de Producción están en la idea de que lo más importante que tienen que hacer es producir todas las partes de las piezas y terminirlas en el tiempo que se ha fijado en el cuadro de progreso. Todas las mañanas cada maestro tiene que examinar este cuadro y solamente fijándose en las chapas coloreadas con el color de su departamento anota qué trabajo tiene que hacer durante el día.

Tan a menudo como sea preciso los maestros deben examinar este cuadro, que también está a la vista del Maestro Mayor y aún del Jefe de Trabajos, de modo que la simple inspección del mismo delata cualquier falta en los plazos de entrega.

No se admite ninguna excusa relativa a una falta en la fecha de entrega que esté marcada en el cuadro. Si fortuitamente y por el exceso de trabajo en un departamento, un maestro no

puede cumplir con la fecha señalada en el cuadro, debe ir a comunicárselo inmediatamente al Maestro Mayor, que es el que dispone los trabajos extraordinarios o el envío de las piezas a otro taller con menos trabajo.

Este sistema funciona bien y, por lo menos, tiene el mérito de fijar la responsabilidad sobre la cabeza de cada departamento, que en la mayoría de los casos siempre se descarga en el Departamento de Producción. (A. B.)

MISCELÁNEA

Utilización del aire comprimido para pintar (*Shipbuilding and Shipping Record*. 28 Septiembre, 1933)

El uso del aire comprimido para pulverizar la pintura tiene muchas ventajas, sobre todo cuando se trata de pintar grandes superficies planas. Pero, el antiguo procedimiento de pintar con brocha da mejor adhesión.

Con objeto de reunir las ventajas de ambos sistemas, se ha lanzado al mercado una brocha neumática, en la cual la función del aire comprimido es simplemente llevar la pintura al centro de la brocha. Su manejo es idéntico al de las brochas ordinarias y el aire comprimido se suministra intermitentemente por medio de un botón situado en el mango de la brocha, que manobra una válvula de paso.

Con esta brocha se ahorra el tiempo que se pierde en el sistema normal al introducir la brocha en los potes de pintura.

Si se compara este procedimiento con el de pintar con pulverizadores fácilmente se ve el ahorro conseguido en aire comprimido y pintura. Se afirma que la economía llega al 20-50 % en tiempo y jornales y al 3-10 % en materiales.

Las ventajas de esta brocha cuando se trata de pintar superficies irregulares, tales como cabezas de remaches, etc. son aún mucho mayores y permiten una utilización más extensa. (R. L.)

LIBROS RECIBIDOS

Catálogo de obras de Ciencias Físico-químicas, Industrias diversas y Matemáticas, publicado por la «Librería Internacional de Romo». Madrid, 1933. En 4.º, 80 págs.

* * *

Neue Wege in Kolbenbau

(Nuevos procedimientos de construcción de émbolos) por el *Dipl. Ing. Ernst Mahle, Stuttgart*

Publicado por *Verlag Deutsche, Motor-Zeitschrift G. m. b. h., Dresden*. A-19-1933

El autor empieza su trabajo dando una ligera idea sobre la evolución de los émbolos de metal ligero; y explicando cuales son las principales dificultades que se presentan en su construcción de émbolos.

Comparados con los émbolos de fundición, de la mayor conductibilidad de los émbolos de metal ligero, queda contrarrestada por el menor grado de resistencia al desgaste en la sección correspondiente a los segmentos, sobre todo a altas temperaturas y presiones. Aunque el émbolo de metal ligero ha probado su gran valor práctico en relación con la economía de combustible, es indiscutible que es de menor duración que el de fundición. El autor demuestra como ha llegado a una solución satisfactoria empleando un nuevo procedimiento. Esta solución consiste en adoptar en el pistón de metal ligero la parte más perfecta del de fundición, que es la correspondiente a los segmentos. Para ello es necesario emplear en las ranuras una fundición especial que tenga el mismo grado de dilatación que el metal ligero en el cual se ha de introducir. En esta forma la baja temperatura del émbolo de metal ligero, que es un factor muy importante para su correcta lubricación, está combinada con la gran resistencia al desgaste del émbolo de fundición de hierro, consiguiéndose así aumentar la duración del émbolo y del cilindro.

El asunto está presentado de modo muy claro y convincente, y el folleto contiene un gran número de diagramas experimentales, esquemas y fotografías de toda clase de émbolos. Se da una detallada descripción de este importante perfeccionamiento en la construcción de máquinas, que será de un gran valor para los especialistas en esta materia.

INFORMACION PROFESIONAL

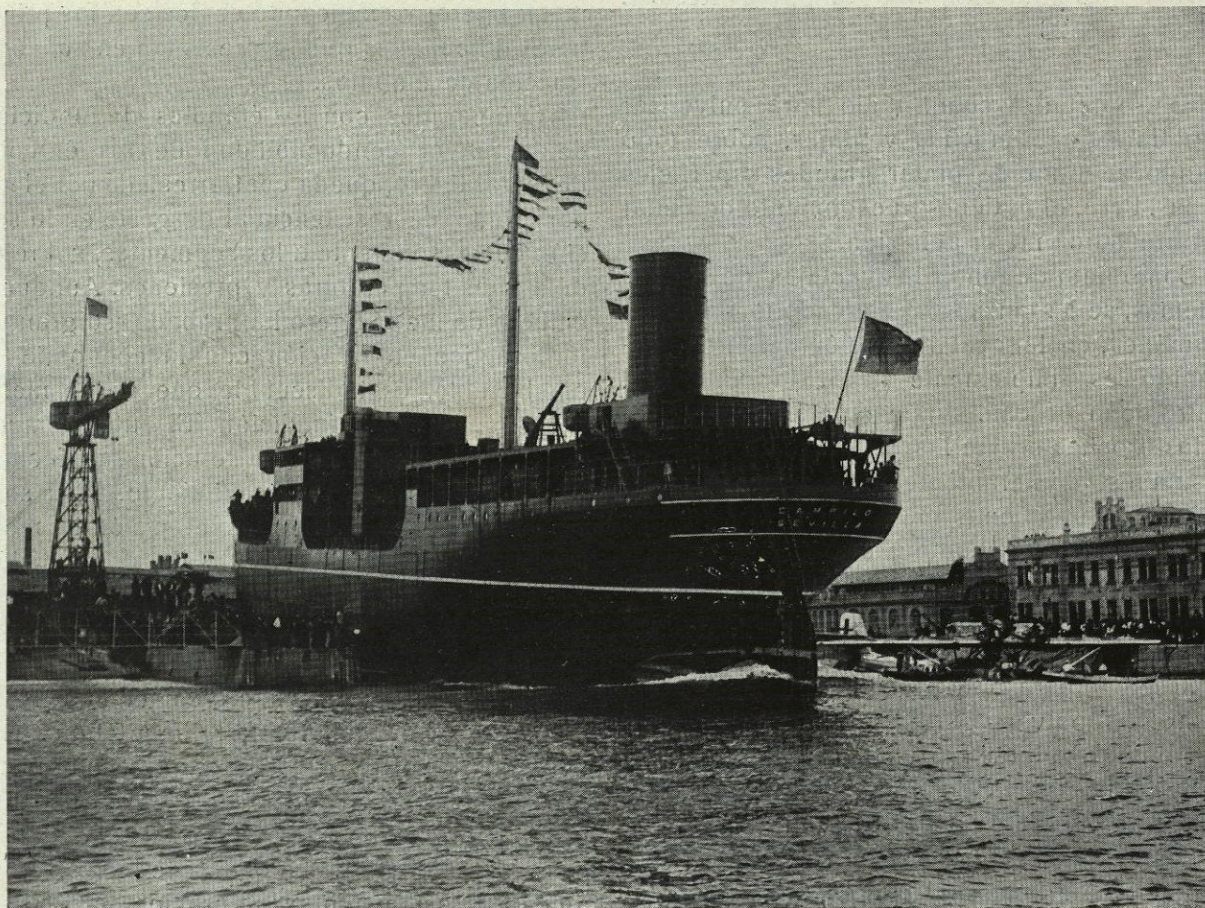
LANZAMIENTO DEL PETROLERO «CAMPILO» Y PUESTA DE LA QUILLA DEL CAÑONERO TRANSPORTE «A» PARA LA ARMADA MEJICANA

El 28 de Octubre último, a las once y media de la mañana, se realizó en Valencia, en los Astilleros de la U. N. L., la botadura del petrolero «Campilo», que contrató la «C. A. M. P. S. A.» para abastecer sus depósitos del puerto de Sevilla.

Desplazamiento en carga	7275 Tons.
Peso muerto	4500 »
Velocidad	11,5 nudos
Potencia en los ejes	1950 H. P.

El buque está construido, según la patente Isherwood sin consolas, bajo las inspecciones del Lloyd's Register y la particular de la «C.A.M.P.-S.A.»

Los dos motores principales han sido cons-



El «Campilo» entrando en el agua

Las características de este buque son las siguientes:

Eslora entre perpendiculares.	100,58 mts.
Manga	16,46 »
Puntal de construcción.	7,01 »
Calado máximo	5,79 »

truidos en Barcelona, en los talleres de la Maquinista Terrestre y Marítima, con licencia de la casa Burmeister & Wain. Son motores de 4 tiempos, simple efecto, inyección soplada, seis cilindros y 125 r. p. m.

En el momento de la botadura pesaba el buque 2.200 toneladas, incluidas 110 de agua las-

tre que llenaban el doble fondo de popa.

El peso de la cuna era de 60 toneladas.

El ensebado se realizó con una mezcla de 7 partes de sebo y 4 de parafina.

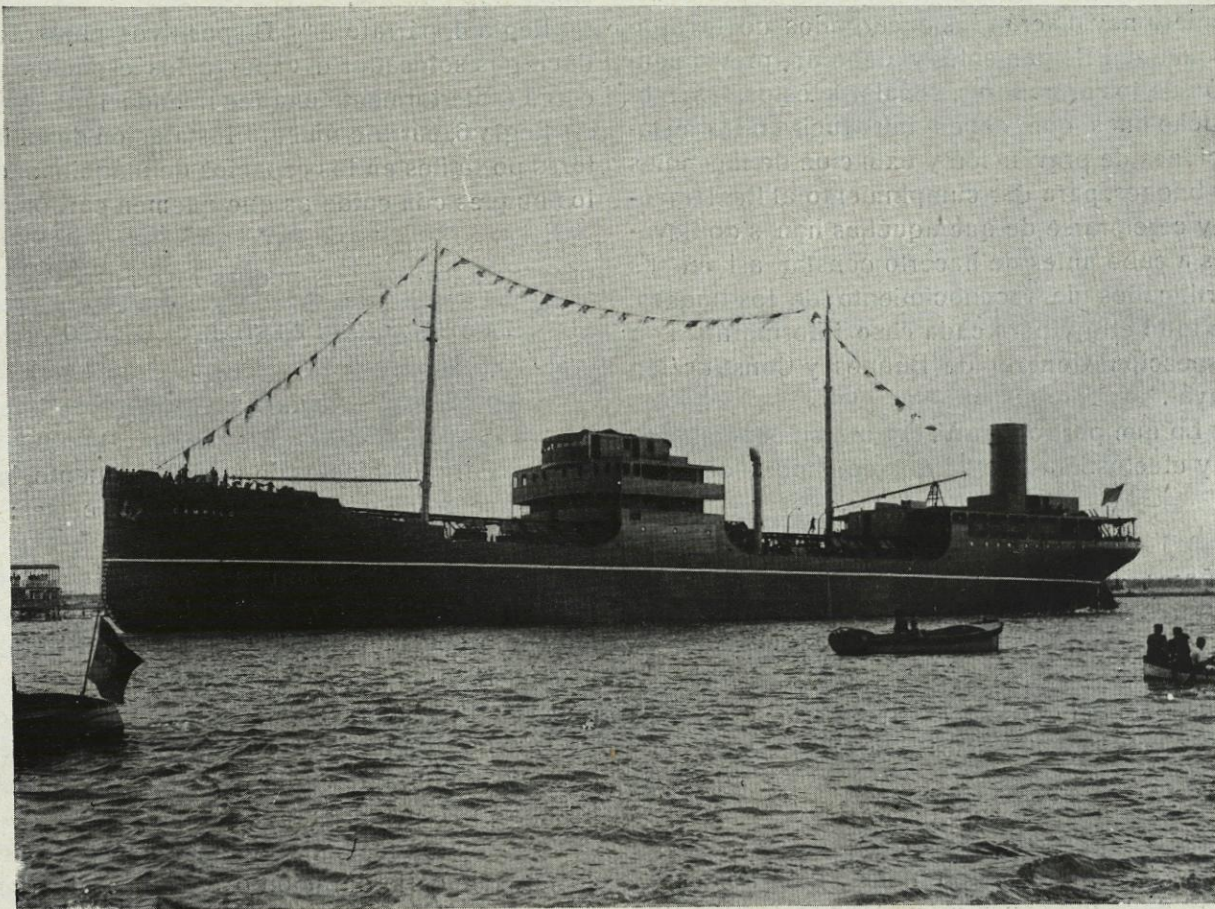
Resultó una presión sobre el sebo de 1,73 Kgs./cm².

La velocidad máxima registrada fué de 5,045 mts./segundo deduciéndose un coeficiente de rozamiento de 5,4 % al arrancar y de 3,7 % en marcha.

hija del Alcalde de Valencia, quien puso con insospechada destreza el primer remache.

El comodoro señor García Guijarro asistió a este acto en nombre del Gobierno Mejicano y muy emocionado dió las gracias por las constantes atenciones de que es objeto, brindando por España y Méjico.

El Director-Gerente de U. N. L., D. Manuel Soto Redondo, ingeniero industrial, y el Director de los Astilleros, D. Jesús Alfaro y Fournier,



Vista general del «Campilo» después del lanzamiento

El valor calculado, de la reacción en el momento del giro fué de 450 toneladas.

La botadura se realizó sin incidente alguno.

Actuó de madrina la señorita Ana María Garnica, hija del presidente del Consejo de Administración de «C. A. M. P. S. A.», rompiendo la tradicional botella de champaña contra la roda del buque.

Poco después, se procedió a poner la quilla del cañonero transporte «A» para la Armada Mejicana, siendo la señorita Pepita Lambies,

ingeniero naval, fueron por todos muy felicitados.

NUEVO REGLAMENTO PARA EL SERVICIO DE PREVENCIÓN Y EXTINCIÓN DE INCENDIOS EN LOS BUQUES DE PASAJE

Excmo Sr.: Este Ministerio, de acuerdo con lo propuesto por esa Subsecretaría de la Marina civil, se ha servido aprobar el siguiente Reglamento para el servicio de prevención y extinción de incendios en los buques de pasaje.

Las obligaciones que impone el Reglamento deberán ser cumplidas por los buques a los que sean de aplicación, antes del 1.º de Enero del año 1934 y, por lo tanto, las Autoridades de Marina (salvo en aquellos casos en que estuvieran debidamente justificados) no autorizarán, a partir de esa fecha, el despacho de los buques de pasaje que no acrediten por sus certificados de reconocimiento que los servicios de prevención y extinción de incendios cumplen con las prescripciones del Reglamento.

Los Inspectores de buques con título de Ingeniero naval serán los encargados de la aplicación del Reglamento y deberán, previa petición de los armadores, señalar a éstos las modificaciones que deben introducir en las instalaciones de prevención y extinción de incendios de buques, para dar cumplimiento al Reglamento y cerciorarse de que aquéllas han sido llevadas a cabo antes de hacerlo constar así en los certificados de reconocimiento de los buques. De todo ello y para cada caso informarán a la Inspección General de Buques y Construcción Naval.

Lo que participo a V. E. para su conocimiento y efectos. Madrid, 21 de Septiembre de 1933.

VICENTE IRANZO

Señores Subsecretario de la Marina civil, Inspectores de la Subsecretaría de la Marina civil y Delegación marítimos.—Señores...

Reglamento para el servicio de prevención y extinción de incendios en los buques de pasaje

INTRODUCCIÓN

1. El Convenio Internacional para la seguridad de la vida humana en la mar, del que España es nación signataria y que ha entrado en vigor el 1.º de Enero de 1933, exige la adición de disposiciones especiales al Reglamento provisional del servicio de contra-incendios, a fin de cumplimentar lo que el citado Convenio preceptúa en la regla VLIII del Reglamento para su ejecución.

2. Este Reglamento contiene además de las disposiciones vigentes relativas a los recursos contra el fuego, todas las nuevas reglas que hay que dictar como consecuencia de las obligaciones que impone el Convenio de Seguridad.

3. Los buques a los cuales les sean de apli-

cación estas reglas, deberán ponerse en condiciones de cumplimentarlas antes de 1.º de Enero de 1934.

4. Se llama la atención sobre las nuevas obligaciones que se imponen y que están contenidas en los siguientes párrafos de este Reglamento:

Regla 2, párrafo 1.º Patrullas (anteriormente una recomendación).

Regla 2, párrafo 2.º Aparatos de alarma o detección de incendios en los espacios no accesibles a la patrulla.

Regla 4, párrafo 2.º Dispositivos para conducir gas sofocador o vapor a los espacios de carga (anteriormente una recomendación).

Regla 6, párrafo único. Instalación de extintores portátiles en los espacios de máquinas de los buques con calderas que quemem carbón.

CLASIFICACIÓN DE LOS BUQUES A LOS EFECTOS DE LA APLICACIÓN DE ESTE REGLAMENTO

Regla 1.ª

A. Para los efectos de este Reglamento, los buques se ordenarán en las siguientes clases:

Clase A:

Incluye todos los buques que efectúen navegaciones de altura, de gran cabotaje o de cabotaje, de propulsión mecánica, y que transporten más de 12 pasajeros.

Clase B.—Incluye:

1.º Los buques que efectúen navegaciones de cabotaje durante el día, de propulsión mecánica, y que transporten pasajeros.

2.º Los buques que efectúen navegaciones costeras de corta duración o en radas abiertas, de propulsión mecánica y que transporten pasajeros.

Clase C:

Incluye los pequeños buques y embarcaciones que hagan sus servicios en bahías, ríos y rías, de propulsión mecánica y transporten pasajeros.

B. En estas reglas la palabra «aprobado» significa aprobado por la Inspección general de buques y Construcción naval; la palabra «eslora» significa la eslora de registro, y la palabra «pasajero» incluyen a toda persona transportada en el buque, excepto la tripulación del mismo, su armador y la familia de éste.

PATRULLAS Y DETECCIÓN

Regla 2.^a

1. En todo buque de la clase A se mantendrá un servicio de patrulla tal que cualquier principio de fuego pueda ser prontamente observado y combatido.

Los ventiladores y las demás aberturas de las bodegas serán frecuente y regularmente visitadas con objeto de comprobar, bien por el olor o por el descubrimiento de humo, si existe alguna irregularidad.

2. En todos los buques de la clase A, excepto los que realicen exclusivamente viajes entre puertos de la Península, de ésta a las islas Baleares y puertos africanos situados entre Tánger y Melilla, inclusive o inversamente, y los dedicados exclusivamente al tráfico interinsular en los archipiélagos balear y canario, se instalará un sistema aprobado de alarma o detección, que deberá registrar automáticamente en uno o más puntos o estaciones del barco donde pueda ser fácilmente observado por Oficiales y tripulación la presencia o indicación de fuego en cualquier parte del buque, que sea, en opinión de la Inspección General de Buques y Construcción Naval, inaccesible al servicio de patrullas.

Los avisadores automáticos de incendio tendrán las características siguientes, que se considerarán como mínimas indispensables para garantía del servicio de seguridad que se debe exigir de estos aparatos:

1.º Avisar cuando se produce una elevación brusca de temperatura, cualquiera que sea la temperatura ambiente.

2.º Avisar cuando la temperatura ambiente llega a una máxima previamente fijada.

3.º Avisar cuando los cables o hilos de una instalación han sido rotos en uno o varios puntos.

4.º Los avisadores han de ser insensibles a los agentes físicos y químicos y especialmente al polvo, a las trepidaciones y a la niebla.

Recomendación: La construcción será lo más sencilla posible y será conveniente suprimir muelles y contactos.

3. A los efectos del párrafo anterior, todos los espacios de un buque de pasaje, excepto los destinados a la carga, los equipajes, los pañoles y las cabinas, se considerarán, como regla general, accesibles a la patrulla. Por lo tanto, las

obligaciones que impone el párrafo anterior para la provisión de un sistema de alarma o detección se aplicarán solamente a los espacios destinados a la carga y a las cabinas, excepto en aquellos casos en que la Inspección General de Buques y Construcción Naval decida lo contrario.

Además de las excepciones previstas en el párrafo 2 de la presente regla 2.^a, cuando un buque esté destinado a viajes que no excedan de treinta horas de duración y sus bodegas sean abiertas dentro de este tiempo para la recepción o descarga, etc., etc., tales bodegas pueden ser consideradas como accesibles a la patrulla, y entonces no necesita ser instalado el sistema de alarma o detección.

Instalación para la extinción del fuego

BARCOS DE LA CLASE A

ESPACIOS OCUPADOS POR PASAJEROS Y TRIPULACIÓN

Regla 3.^a

1. Todo barco de la clase A, estará provisto de aparatos con los que se puedan lanzar por lo menos, dos potentes chorros de agua rápida y simultáneamente sobre cualquier parte de cada cubierta o espacio ocupado por pasajeros o tripulación, cuando las puertas estancas, y a prueba de fuego se encuentran cerradas.

Quando el servicio de agua se encuentre sobre una cubierta expuesta a la intemperie, las tuberías de los ramales del servicio de agua y las bocas de agua necesarias para cumplimentar lo antes expuesto se instalarán tanto a babor como a estribor de la cubierta.

2. Todo buque de la clase A estará provisto, por lo menos, de dos extintores portátiles de flúido aprobado en cada cubierta de cada compartimento ocupado por pasajeros o tripulación; cuando los pasajeros sean transportados en espacios cerrados encima de la cubierta superior de los buques de pasaje que efectúen viajes que no sean los exceptuados en el punto 2 de la regla 2.^a, habrá, por lo menos, un extintor en cada lado de tales espacios y a intervalos no superiores a la distancia entre mamparos resistentes al fuego.

En los buques de pasaje que efectúen los viajes exceptuados en el punto 2 antes mencio-

nado se instalará, por lo menos, un extintor en los espacios del puente y de la toldilla ocupados por pasajeros.

Se recomienda la instalación de un extintor de fluido aprobado en cada cabina de pasajeros.

ESPACIOS DE CARGA

Regla 4.^a

1. Todo buque de la clase A estará provisto de aparatos con los que se puedan lanzar, por lo menos, dos potentes chorros de agua, rápida y simultáneamente sobre cualquier espacio de carga.

2. Todo buque de la clase A de 1.000 o más toneladas de arqueo bruto estará provisto de aparatos con los que se pueda conducir a cualquier compartimento de carga por medio de una instalación permanente de tubería, suficiente cantidad de gas sofocador de fuego, CO² o preferentemente SO² para conseguir un volumen mínimo de CO² libre igual al 30 por 100 del volumen total de la mayor bodega del buque, o un mínimo del 5 por 100 de SO².

3. En el caso de un buque propulsado por máquina de vapor, la Inspección General de Buques y Construcción Naval podrá permitir el uso de vapor en vez de gas sofocador, si se cerciora de que siempre habrá disponible un volumen de vapor equivalente al 30 por 100 del volumen total.

En cualquier caso en que se solicite el uso del vapor como sustituto del gas sofocador en un barco propulsado por máquinas de vapor, los detalles de la instalación que se proponga deben ser suministrados a la Inspección General de Buques y Construcción Naval para su consideración, incluyendo las dimensiones aprovechables para el fin que se persigue y la capacidad de la mayor bodega del buque.

ESPACIOS DE MÁQUINAS Y CARBONERAS

REGLAS 5.^a A LA 8.^a

Regla 5.^a

Todo buque de la clase A estará provisto de aparatos con los que se puedan dirigir por lo menos, dos potentes chorros de agua rápida y simultáneamente sobre cualquier parte de las carboneras y de las cámaras de máquinas y calderas.

BUQUES QUE QUEMAN CARBÓN

Regla 6.^a

Todo buque de la clase A cuyas calderas principales quemem carbón, estará provisto, por lo menos, de dos extintores portátiles de fluido aprobados en cada una de las cámaras de calderas y espacios de máquinas, además de cumplir lo preceptuado en la regla 5.^a.

BUQUES QUE QUEMAN COMBUSTIBLE LÍQUIDO

Regla 7.^a

1. Todo buque de la clase A cuyas calderas principales quemem petróleo, estará provisto, además de lo que preceptúa la regla 5.^a, de:

a) Conductores para pulverizar agua sobre el petróleo sin que se produzca disturbio de la superficie.

b) Un recipiente que contenga, por lo menos 280 decímetros cúbicos de arena, serrín impregnado con sosa u otro producto seco aprobado en cada espacio de encendido, y cucharones para distribuir dicho producto.

c) Dos extintores portátiles, contruidos para descargar espuma, bromuro de metilo u otro medio aprobado adecuado para apagar el fuego de petróleo, en cada cámara de calderas y en cada uno de los espacios de máquinas en que se halle parte de la instalación de quemar petróleo.

d) Aparatos aprobados con los que se pueda descargar y distribuir rápidamente espuma sobre el total de la parte baja de la cámara de calderas si hubiese más de una, o de cualquier espacio de máquinas en que estén situados tanques de combustible o de sedimentación. La cantidad de espuma que pueda ser descargada será suficiente para cubrir con una capa de una profundidad de 15 centímetros el área total en cualquier compartimento del techo de doble fondo o del forro del casco si no hubiese doble fondo. Si las cámaras de máquinas o calderas no están enteramente separadas y pudiera filtrarse el petróleo de la sentina de calderas a la de máquinas, el conjunto de las cámaras de máquinas y calderas será considerado como un compartimento. Los aparatos se controlarán desde el exterior de los compartimentos a los que se deba descargar la espuma.

e) Un extintor aprobado para descargar, por

lo menos, 136 litros de espuma o su equivalente en bromuro de metilo en el caso de barcos con más de una cámara de calderas. Estos extintores estarán provistos de mangueras sobre aspás, adecuadas para alcanzar cualquier parte de las cámaras de calderas y espacios que contengan tanques de petróleo.

2. Todos los recipientes, con sus válvulas y sus llaves de paso, serán fácilmente accesibles, y estarán de tal manera colocados que no sean bloqueados por ningún principio de incendio.

BUQUES A MOTOR

Regla 8.^a

1. Todo buque a motor de la clase A cumplirá con los requisitos del apartado a) de la regla 7.^a, y además, estará provisto, en cada uno de los espacios de máquinas, por lo menos, de un extintor aprobado de 45 litros de capacidad, construido para descargar espuma o su equivalente en bromuro de metilo y también de un aparato aprobado de nueve litros para descargar espuma o su equivalencia en bromuro de metilo por cada 1.000 BHP. de las máquinas o fracción de 1.000 BHP., de tal manera, sin embargo, que el número de extintores de nueve litros o su equivalencia en bromuro de metilo así instalados no sea menor de dos, sin obligación de exceder de seis.

2. Si existe en un espacio de máquinas una caldera «Donkey», deberá proveerse a dicho espacio en lugar del extintor de 45 litros requerido por el párrafo 1 de esta regla, de un extintor de 136 litros de capacidad o su equivalencia en bromuro de metilo, equipado con conexiones de mangueras u otros dispositivos aprobados para distribuir la espuma o el bromuro de metilo.

TUBERÍAS PARA SERVICIOS DE AGUAS

Regla 9.^a

a) Las tuberías principales de agua deberán ser de material forjado, y si son de hierro o acero deberán ser galvanizadas.

b) El diámetro de las tuberías será el necesario para poder administrar la cantidad de agua adecuada para la eficaz alimentación de las mangueras de incendio que puedan serle acopladas en función simultánea.

c) Las tuberías secundarias y las bocas de

agua estarán colocadas de tal modo en cada cubierta que se las pueda acoplar fácilmente mangueras y para que en los casos mencionados en los párrafos 1.^o de la regla 3.^a, 1.^o de la regla 4.^a, y párrafo único de la regla 5.^a, al menos dos potentes chorros de agua puedan ser rápida y simultáneamente lanzados por medio de mangueras independientes, de longitud suficiente, acopladas por conexiones adecuadas a las tuberías secundarias.

d) Se dispondrán llaves de paso que permitan prescindir de cualquier manguera sin cesar el funcionamiento de las bombas.

BOMBAS

Regla 10

1. Todo buque de la clase A, de 4.000 o más toneladas de arqueo bruto, estará provisto al menos de tres bombas contra incendios, movidas por vapor u otra fuerza motriz, y todo buque de dicha clase de menos de 4.000 toneladas de arqueo bruto, tendrá al menos dos bombas.

2. Cada una de dichas bombas será capaz de descargar la cantidad de agua que la Inspección General de Buques y Construcción Naval juzgue suficiente, en dos potentes chorros, simultáneamente, sobre cualquier parte del buque.

3. Cada una de dichas bombas estará provista de válvulas de escape convenientemente ajustadas y colocadas de tal manera que impida presiones excesivas en cualquier parte del servicio de agua.

4. Cuando se requieran más de dos bombas no estarán colocadas en un mismo espacio.

5. En buques cuyas calderas quemén petróleo, si las máquinas y calderas no están enteramente separadas por un mamparo de acero, y si el aceite combustible puede fluir de las sentinas de calderas a las de máquinas, una de las bombas contra incendios estará situada en el túnel o en algún otro espacio fuera del compartimento de máquinas.

6. Las bombas de sentina movidas independientemente que, a juicio del Inspector de Buques, tengan capacidad suficiente, previa la autorización de la Inspección General de Buques y Construcción Naval, se pueden aceptar como bombas contra incendios si están provistas de las oportunas conexiones para aspirar de la mar asimismo las de servicios sanitarios u otras que tengan una capacidad no inferior a los dos

tercios de la capacidad mínima exigida a las de sentina antes mencionadas. Las bombas para el servicio de combustible líquido no se admitirán para el de contra incendios.

7. Las bombas de contra incendios estarán siempre dispuestas para su inmediato uso en todo momento, cuando el buque preste servicio.

MANGUERAS

Regla 11

a) Las mangueras deberán ser de cuero, cáñamo sin costura o lona de primera calidad u otro material aprobado, y estarán provistas de lanzas, uniones de metal y demás accesorios necesarios.

b) Cada manguera será de longitud suficiente para proyectar un chorro de agua sobre cualquier parte del espacio a que se la destina.

c) Suficiente número de mangueras y sus accesorios se distribuirán entre las diversas cubiertas del buque, a fin de que puedan ser dispuestas para su inmediato empleo en lugares próximos a las bocas de agua de las tuberías secundarias. Solo podrán usarse para la extinción de incendios o para las pruebas de este servicio durante ejercicios o inspecciones.

Dispositivos para la inyección de gas sofocador o vapor en los espacios de carga y cámaras de calderas

En los buques en los que sea obligatorio el poder conducir gas sofocador o vapor a los espacios de carga o cámaras de calderas para la extinción de incendios, se instalarán las tuberías necesarias para la conducción del gas o del vapor; estarán provistas de válvulas o grifos manejables desde la cubierta y marcados de tal forma que se indique claramente a qué compartimento van las tuberías.

Si alguna tubería va a un espacio al que los pasajeros tengan acceso, deberá estar provista de una válvula o llave de paso susceptible de poder cerrar.

En la elección del procedimiento para el empleo de gas sofocador se recomienda la adopción de sistemas que además de llevar una cantidad determinada de gas en botellas, tengan equipos o grupos que permitan fabricar a bordo el fluido base de la instalación.

Extintores de fluido

a) A menos que disponga lo contrario este Reglamento, la capacidad de los extintores portátiles no será mayor de 14 litros ni menor de nueve litros o su equivalente si son de bromuro de metilo, pudiendo la Inspección General de Buques y Construcción Naval permitir el uso de extintores de menor capacidad en circunstancias especiales.

b) Pueden ser instalados extintores portátiles secos y aprobados, pero su número no será superior al 20 por 100 del número total de extintores instalados.

Estos extintores secos tienen normalmente ventajas para atacar en su principio ciertas clases de incendios, como fuegos de pequeñas cantidades de combustibles líquidos en compartimentos de reducidas dimensiones.

En cuanto al uso de extintores que contengan tetracloruro de carbono ha de ser tenido en cuenta que el líquido que descargan debe ser usado con discreción, debido a los gases tóxicos que desprende y, por lo tanto, cualquier espacio cerrado en el cual tal medio haya sido utilizado, debe ser ventilado antes de su acceso.

c) Los extintores portátiles que se instalen para cumplimentar lo que ordena este Reglamento (aparte de los que se coloquen en las cámaras de calderas, etc., especialmente para su uso contra los combustibles líquidos) no serán de más de dos tipos en cada barco.

d) Todos los extintores, sean o no portátiles, se colocarán en sitios donde sean fácilmente accesibles.

CASCOS PARA HUMOS, APARATOS DE RESPIRACIÓN ARTIFICIAL Y LÁMPARAS DE SEGURIDAD

Regla 12

a) Todo buque de la clase A estará provisto por lo menos de dos equipos aprobados, consistentes cada uno en un aparato para respirar o casco para humo, y una lámpara de seguridad. Estos equipos estarán siempre listos para su uso en lugares ampliamente separados.

b) Las lámparas de seguridad deberán ser del tipo usado en las minas, para un período de luz continua de una noche como mínimo.

c) Los aparatos para respirar o cascos para humo deberán ser aprobados por la Inspección General de Buques y Construcción Naval, e in

dividuales, autoprodutores de oxígeno y provistos de una funda de amianto.

d) Todo buque de la clase A deberá llevar un aparato aprobado de respiración artificial para el auxilio de los asfixiados y sincopados.

Ejercicios de incendio

En el caso de buques que conduzcan emigrantes, se efectuarán ejercicios de incendio en presencia y a satisfacción de las Autoridades de Marina e Inspector de Buques antes de autorizar el despacho del buque.

BUQUES DE LA CLASE B

ESPACIOS OCUPADOS POR PASAJEROS Y TRIPULACIÓN

Regla 13

1) Todo buque de la clase B estará provisto de aparatos con los que se pueda rápidamente dirigir un potente chorro de agua sobre cualquier parte de cada cubierta o espacios ocupados por pasajeros y tripulación.

2) Todo buque de la clase B, estará provisto por lo menos de dos extintores portátiles de flúido aprobados en cada compartimento ocupado por pasajeros y tripulación. Cuando los pasajeros sean transportados en espacios cerrados encima de la cubierta superior, habrá por lo menos un extintor aprobado en los espacios del puente y de la toldilla ocupados por pasajeros.

PAÑOLES, BODEGAS, ETC.

Regla 14

Todo buque de la clase B estará provisto de aparatos con los que se pueda rápidamente dirigir un potente chorro de agua sobre cualquier pañol o espacio de carga.

ESPACIOS DE MAQUINAS Y CARBONERAS

Regla 15

Todo buque de la clase B, excepto aquellos a los que se aplica el apartado a) de la regla 16, estará provisto de aparatos con los que se pueda rápidamente dirigir un potente chorro de agua sobre cualquier parte de las carboneras y cámaras de máquinas y calderas.

BUQUES QUE QUEMEN COMBUSTIBLES LÍQUIDOS

Regla 16

1) Todo buque de la clase B que efectúe navegaciones de cabotaje durante el día y cuya caldera o calderas quemem petróleo estará provisto de:

a) Aparatos con los que se puedan dirigir dos potentes chorros de agua, rápida y simultáneamente, sobre cualquier parte de las cámaras de máquinas y calderas.

b) Conductores para pulverizar agua sobre el petróleo sin disturbio de la superficie.

c) Un recipiente que contenga una cantidad adecuada de arena, serrín impregnado con sosa u otro material seco aprobado en cada espacio de encendido, y cucharones para distribuir dicho material.

d) Aparatos aprobados con los que se pueda descargar y distribuir rápidamente espuma sobre el total de la parte baja de la cámara de calderas o de cualquier espacio de máquinas en el que se hallen situados tanques de combustible o de sedimentación.

La cantidad de espuma que pueda ser descargada será suficiente para cubrir con una capa de una profundidad de 15 cm. el área total, en cualquier compartimento del techo, del doble fondo o del forro del casco si no hubiese doble fondo. Si las cámaras de máquinas y calderas no están enteramente separadas y pudiera filtrarse el petróleo de la sentina de calderas a la de máquinas, el conjunto de ambas cámaras se considerará como un solo compartimento.

Los aparatos se controlarán desde el exterior de los compartimentos a los que se deba descargar la espuma.

e) Dos extintores portátiles aprobados, contruidos para descargar espuma o bromuro de Metilo u otro medio aprobado y adecuado para apagar fuegos de petróleo en la cámara de calderas y en cada espacio de máquinas en que se halle situada parte de la instalación de combustible.

f) Por lo menos dos extintores aprobados de 45 litros de capacidad contruidos para descargar espuma o aparatos aprobados de bromuro de Metilo de capacidad suficiente para obtener la equivalencia de efectos, con mangueras adecuadas para alcanzar cualquier parte de la cámara de calderas y espacios que contengan tanques de combustible.

2) Todos los recipientes y sus válvulas y sus llaves de paso serán fácilmente accesibles y estarán de tal manera colocados que no podrán ser bloqueados por ningún principio de incendio.

3) Todo buque de la clase B que efectúe navegaciones costeras de corta duración o en radas abiertas y cuya caldera o calderas quemén petróleo, estará provisto de un extintor aprobado construido para descargar espuma, de por lo menos 136 litros de capacidad o su equivalencia en bromuro de Metilo con mangueras adecuadas para alcanzar cualquier parte de la cámara de calderas. Cumplirán además con los requisitos de los apartados b, c y e del párrafo primero y con el párrafo segundo de esta regla, aparte de cumplimentar la regla 15.

BUQUES A MOTOR

Regla 17

1 Todo buque a motor de la clase B propulsado por máquinas de combustión interna que consuman aceite de un punto de inflamación no menor de 150° F. además de cumplir con los requisitos de la regla 15 estará provisto en cada uno de los espacios de máquinas de, por lo menos, un extintor aprobado de 45 litros construido para descargar espuma o su equivalencia en bromuro de Metilo y también de un extintor aprobado, bien sea de espuma de nueve litros por cada 1.000 B.H.P. de las máquinas o fracción o su equivalencia en bromuro de Metilo de tal manera, sin embargo, que el número de los extintores así instalados no sea menor de dos sin que necesite exceder de seis.

2 Si en tal buque existe en un espacio de máquinas una caldera «Donkey», se proveerá en dicho espacio, en lugar del extintor de 45 litros requerido por el párrafo 1 de esta regla, un extintor de 136 litros de capacidad o su equivalencia en bromuro de Metilo, equipado con las adecuadas conexiones de mangueras u otros medios aprobados para la distribución de la espuma o del bromuro de Metilo.

3 Los buques de la clase B que efectúen navegaciones costeras de corta duración, propulsados por motores de combustión interna que consuman petróleo con un punto de inflamación no menor de 150° F., estarán obligados, además de cumplir con los requisitos de la regla 15 a estar provistos en cada uno de los espacios de

máquinas de, por lo menos, dos extintores aprobados de espuma de nueve litros o su equivalencia en bromuro de Metilo o, si ese espacio puede ser rápida y completamente cerrado, de un número adecuado de extintores de bromuro de Metilo u otros extintores aprobados que no produzcan gases tóxicos.

BOMBAS

Regla 18

a) Todo buque de la clase B estará provisto, por lo menos, de una bomba contra incendios de amplia capacidad, accionada por vapor u otra fuerza motriz.

b) Todo buque de la clase B en el cual la caldera o calderas quemén petróleo y todo buque a motor de la clase B estarán provistos de una bomba adicional de contra incendios conectada a las tuberías del servicio de agua. Tal bomba no estará colocada en el mismo compartimento que las bombas requeridas por el apartado a) de esta regla (y puede ser una bomba de mano de sentina de tipo rotatorio), situada en cubierta, lejos de la cámara de máquinas. La válvula de aspiración de la mar podrá ser manejada desde el exterior de la cámara de máquinas.

TUBERÍAS PARA EL SERVICIO DE AGUA Y MANGUERAS

Regla 19

En todos los buques de la clase B las tuberías y mangueras serán de dimensiones adecuadas, de buena calidad y sometidas a la aprobación de los Inspectores de Buques; pero, normalmente, la tubería principal de agua no será inferior a cinco centímetros.

EXTINTORES DE FLÚIDO

Los extintores de flúido que se instalen deberán cumplir lo que se preceptúa en este Reglamento sobre estos aparatos.

BUQUES DE MADERA Y OTROS BUQUES

Regla 20

Los buques de madera que usen combustible cuyo punto de inflamación sea menor de 150° F,

deberán cumplimentar lo que dispone este Reglamento con aquellas ampliaciones que la Inspección General de Buques y Construcción Naval pueda estimar necesarias.

BUQUES A MOTOR DE LA CLASE C

ARENA

Regla 21

Todo buque de la clase C estará provisto de una caja que contenga una cantidad adecuada de arena, serrín impregnado con sosa u otro material seco aprobado, y cucharones para la distribución de dicho material.

EXTINTORES

Regla 22

1. Todo buque de la clase C estará provisto de extintores de incendio con arreglo a la siguiente relación:

a) Buques abiertos a motor que no excedan de 10 metros de eslora:

Dos extintores de fluido preferentemente de bromuro de Metilo y uno de espuma, de una capacidad mínima cada uno de cinco litros o su equivalente.

b) Buques abiertos a motor entre 10 y 15 metros de eslora:

Tres extintores de fluido, preferentemente de bromuro de Metilo y dos de espuma, de una capacidad mínima cada uno de cinco litros o su equivalente.

c) Buques abiertos a motor entre 15 y 21 metros de eslora:

Tres extintores de fluido, preferentemente de bromuro de Metilo y dos extintores de espuma, de una capacidad mínima cada uno de nueve litros o su equivalente.

d) Buques abiertos a motor de más de 21 metros de eslora:

El número de extintores de bromuro de Metilo y de espuma que la Inspección General de Buques y Construcción Naval estime suficientes.

2. Los extintores deberán ser colocados en posiciones convenientes para su uso inmediato

y se instalarán como mínimo uno en cada extremo del barco.

3. Los extintores de fluido deberán cumplir lo que se preceptúa en este Reglamento sobre estos aparatos.

Nota.—En aquellos pequeños compartimentos cuyas aberturas pueden ser cerradas total y parcialmente, los extintores, y especialmente los de bromuro de Metilo, serán muy eficaces cuando se trate de fuegos de combustibles líquidos, ya que el gas penetra en espacios inaccesibles para la espuma. En espacios cerrados donde puedan ocurrir fuegos de madera, el extintor ordinario de descarga de agua será más eficaz. Los Inspectores de Buques deberán instruir a los armadores y tripulación sobre el uso y objeto de las diferentes clases de extintores.

BALDES Y CUBOS

Regla 23

Todo buque de la clase C estará provisto del número de baldes y cubos que el Inspector de buques estime suficiente, y tales cubos y baldes estarán colocados en lugares convenientes para su fácil empleo en la extinción del incendio.

BUQUES A MOTOR DE LA CLASE C, CON CUBIERTA

Regla 24

1. Todo buque a motor con cubierta de la clase C estará provisto además de cumplir con lo que dispone la regla 22, de:

a) Una bomba contra incendio mecánica, colocada fuera de la cámara de máquinas, con toma al mar y una manguera de diámetro no inferior a 35 milímetros.

b) Un extintor de fluido aprobado, preferentemente de bromuro de Metilo, en cada compartimento destinado a pasajeros.

BUQUES DE VAPOR DE LA CLASE C

MEDIOS CONTRA-INCENDIOS PARA ESTOS BUQUES

Regla 25

Todo buque a vapor de la clase C cumplirá

con las obligaciones que impone este Reglamento a los buques a vapor de la clase B; pero si los armadores desean alguna excepción se someterá cada caso a la consideración de la Inspección de Buques y Construcción Naval, que, en vista de las circunstancias que en él concurren, resolverá en definitiva.

INSPECCIÓN ANUAL

El servicio de contraincendios a bordo de todos los buques de pasajeros será examinado por los Inspectores de Buques, por lo menos una vez al año.

En estas inspecciones se probarán bajo las condiciones de trabajo todas las mangueras de incendios y todos los defectos que se observen se corregirán a satisfacción del Inspector de Buques.

Un número prudencial de los extintores químicos se probarán igualmente (si es posible en presencia de los hombres que hayan de usarlo en casos de incendio) y se volverán a cargar, o si se consideran defectuosos se reemplazarán por otros nuevos. Antes de probar un extintor químico cuyo sistema comprenda un dispositivo de gas o aire a presión para la proyección del líquido extintor, el Inspector examinará atentamente el aparato y se convencerá de su suficiencia para la presión que pueda tener que soportar, y para este fin se quitará la carga.

Se recomienda el empleo de aparatos que no necesiten para la proyección del fluido extintor de ningún gas o aire a presión.

Todas las instalaciones del servicio de contra incendios se encontrarán en las debidas condiciones y dispuestas para su uso inmediato, antes de que el barco salga para la mar y durante todo el tiempo del viaje.

RECOMENDACIONES A LOS CONSTRUCTORES Y

ARMADORES

1.—Buques de la clase A

a) Cámara de calderas.—En los buques en que las calderas principales quemen petróleo se recomienda que además de cumplir lo que preceptúa la regla 7.^a de este Reglamento, se provean de medios para la admisión del vapor a

las partes bajas de la cámara de calderas y para cerrar en la medida que sea posible las aberturas por las que el aire pueda tener acceso a la citada cámara.

b) Avisadores de incendio.—Se recomienda que los avisadores aprobados que se instalen, además de responder a las normas que fija el párrafo 2 de la regla 2.^a, vayan convenientemente distribuidos, no solamente en las partes del barco taxativamente designadas en este Reglamento, sino además en todos aquellos sitios que el buen sentido designe en cada caso como convenientes, y de tal suerte que se señale en el puente o en el cuarto de derrota el lugar en que pueda ocurrir algún comienzo de incendio.

2.—Buques de la clase B.

a) En los buques en que las calderas principales quemen petróleo se recomienda que además de cumplir lo que preceptúa la regla 16 de este Reglamento, se provean medios para la admisión del vapor a las partes bajas de la cámara de calderas y para cerrar en la medida que sea posible las aberturas por las que el aire pueda tener acceso a la citada cámara.

EQUIVALENTES

Regla 26

Cuando estas reglas requieran que cierto dispositivo, sistema o aparato o tipo del mismo sea instalado en un buque, la Inspección General de Buques y Construcción Naval puede autorizar cualquier otro dispositivo, sistema o aparato si comprueba que son tan eficaces en todas y cada una de las características como los requeridos por este Reglamento.

Empleo del anhídrido carbónico CO₂, o del anhídrido sulfuroso SO₂, en sustitución de la instalación de espuma

Cuando el anhídrido carbónico sea usado en sustitución de los aparatos para descarga de espuma que señala el apartado d) de la regla 7.^a o el apartado d) de la regla 16, la cantidad de CO₂ transportada deberá ser suficiente para

conseguir una saturación de gas de un 25 por 100 del volumen de la cámara de calderas hasta la parte alta de las mismas.

Esta cantidad puede ser determinada, aproximadamente, por la siguiente fórmula.

$$W = \frac{L \cdot A \cdot P \cdot d}{4}$$

Siendo:

W = peso de CO₂ requerido en kgs.

L = longitud de la cámara de calderas en metros.

A = anchura de la cámara de calderas en metros.

P = puntal de la cámara de calderas desde la parte alta de las calderas hasta el techo del tanque en metros.

d = densidad del CO₂.

Cuando el anhídrido sulfuroso sulfúrico sea usado en sustitución de la espuma, la cantidad SO₂ transportada deberá ser suficiente para conseguir la presencia de un mínimo del 5 por 100 del volumen de la cámara de calderas de SO₂.

a) Si un buque tiene más de una cámara de calderas, la cantidad de gas se calculará partiendo de la mayor cámara de calderas y se proveerá el medio de que la cantidad total de gas pueda ser evacuada a cualquier otra cámara.

b) Si la cámara de máquinas y la cámara de calderas no están enteramente separadas y pudiera filtrarse combustible de la sentina de calderas a la de máquinas, el conjunto de las cámaras de máquinas y calderas se considerará como un solo compartimento a los efectos de la determinación de la cantidad de gas necesario.

c) Cuando el gas empleado sea el CO₂ o el SO₂, toda la cantidad de gas deberá poder ser evacuada instantáneamente manejando una válvula. Las botellas en que el gas esté contenido estarán provistas de tuberías interiores para que puedan descargarse completamente.

Se tomarán las medidas necesarias para impedir que inadvertidamente pueda haber evacuación de CO₂ o de SO₂, y se instalará un sistema de alarma para avisar en la cámara de calderas, antes de proceder a la evacuación del gas.

d) Los dispositivos para la distribución del gas CO₂ o SO₂ en la cámara de calderas deberán proporcionar una corriente general y bastante uniforme de gas, sobre todo el techo del tanque. Las salidas estarán dispuestas en tal forma que el gas sea descargado horizontalmente con ligera inclinación hacia el techo del tanque.

e) Se proveerán medios para impedir la admisión de aire a la parte baja de la cámara de calderas cuando esté en operación el anhídrido carbónico o el anhídrido sulfuroso.

f) Además de la instalación principal de CO₂ o de SO₂ que señalan los párrafos anteriores, se colocarán, cuando se trate de grandes instalaciones de esta clase, cierto número de botellas de CO₂ o de SO₂ conectadas con mangueras flexibles y sus correspondientes toberas para distribuir y descargar el gas o, preferentemente, los extintores de espuma requeridos por el apartado e) de la regla 7 o el apartado f) de la regla 16, según sea el caso, o bien un generador continuo de espuma en cada cámara de calderas.

g) Se requerirá especial consideración, cuando existan tanques de combustible o de sedimentación en la cámara de máquinas.

h) En aquellos buques que cuenten también con dispositivos para inyectar vapor en las cámaras de calderas, se debe prevenir a los maquinistas para que no usen el vapor inmediatamente después de la descarga del anhídrido carbónico, a fin de evitar que este pierda su eficacia.

BUQUES EXISTENTES Y BUQUES NUEVOS

Definición.—Buque existente es todo buque cuya quilla fué puesta antes de 1.º de Julio de 1931.

Buque nuevo es todo buque cuya quilla fué puesta el día 1.º de Julio de 1931 o después de esta fecha.

Excepciones en general.—Las anteriores reglas no especifican en detalle las excepciones que pueden concederse en el caso de buques de pasaje existentes, pero de acuerdo con lo que preceptúa el párrafo 4.º del artículo 12 del Convenio Internacional para la seguridad de la vida humana en la mar, la Inspección General de Buques y Construcción Naval podrá dispensar del

cumplimiento de cualquiera de los requisitos contenidos en este Reglamento a cualquier buque existente, si comprueba que dicho requisito es impracticable o irrazonable en el caso de ese buque.

En el caso de buques de pasaje nuevos que efectúen viajes internacionales sin alejarse más de 20 millas de la costa o viajes internacionales en los que se transporten gran número de pasajeros sin litera, la Inspección General de Buques y Construcción Naval podrá otorgar excepciones en la forma y en virtud de lo que preceptúan los párrafos 3 y 5 del artículo 12 del Convenio Internacional para la seguridad de la vida humana en la mar.

EXCEPCIONES QUE SIGUEN EN VIGOR

El Reglamento provisional del servicio de contraincendios en los buques de pasaje de 19 de Agosto de 1927, disponía que los buques entonces existentes (es decir, aquéllos ya construídos con anterioridad a la fecha mencionada) no necesitaban cumplimentar los siguientes requisitos:

1.º Las tuberías principales de agua si son de hierro o acero deberán ser galvanizadas. (Artículo 6.º (I) del citado Reglamento del año 1927).

2.º Aparatos para formar una capa de espuma de 15 centímetros en los buques de la clase A y B con calderas que quemen combustibles líquidos. (Artículo 4.º (I) y 2.º (II) del Reglamento del año 1927).

3.º Las tuberías del servicio de agua, cuando estén colocadas en una cubierta expuesta a la intemperie en un buque de la clase A, se instalarán a ambas bandas. (Artículo 1.º, (I) del Reglamento del año 1927).

4.º Número de bombas exigidas para los buques de la clase A. (Artículo 7.º, (I) del Reglamento del año 1927).

Como consecuencia de lo antes expuesto y de acuerdo con lo que se preceptúa a continuación, los Inspectores de Buques, cuando se trate de buques de pasaje construídos antes del 19 de Agosto de 1927, no necesitan exigir el cumplimiento de los requisitos 1.º, 3.º y 4.º antes señalados, y en cuanto al requisito 2.º, deberán comprobar, de acuerdo con lo que exigía el Reglamento del año 1927, si los buques están pro-

vistos en lugar de las instalaciones de espuma de otros medios eficaces de contra incendios manejables desde fuera del compartimento en el que pueda ocurrir el fuego.

DE APLICACIÓN A LA CONCESIÓN DE

EXCEPCIONES

En todos aquellos casos en que de acuerdo con lo que dispone este Reglamento se autorice a los buques existentes a continuar con sus instalaciones de contraincendios a pesar de que éstas no cumplen con todos los requisitos de las reglas anteriores, debe ser claramente entendido que esa autorización está condicionada a que el Inspector de Buques compruebe a su satisfacción que las citadas instalaciones se encuentran en buenas condiciones y que sería impracticable o irrazonable obligarles a que cumplieran con todo lo que preceptúa este Reglamento. En aquellos casos en que un buque existente sufra reparaciones de importancia, el Inspector de Buques deberá informar a la Inspección General de Buques y Construcción Naval las mejoras, si hay alguna, que él considere sería razonable o practicable introducir con objeto de que las instalaciones de contraincendios se aproximen todo lo posible al cumplimiento de este Reglamento.

En el caso de que las instalaciones de contraincendios de un buque existente que no cumpla con este Reglamento sean renovadas, las nuevas instalaciones deberán estar de acuerdo con este Reglamento a menos que exista alguna razón especial para adoptar otra solución y la Inspección General de Buques y Construcción Naval la autorice.

DISPOSICIONES COMPLEMENTARIAS

1.ª La Inspección General de Buques y Construcción Naval publicará periódicamente la lista de los diferentes tipos y marcas de aparatos de detección y extinción de incendio aprobados por la misma para conocimiento de los constructores, armadores e inspectores. Los diferentes tipos y marcas de aparatos de detección y extinción de incendios, para merecer el calificativo de «aprobados», deberán sufrir, con resultado satisfactorio, las pruebas y reconocimientos que la Inspección General de Buques y

Construcción Naval estime oportunas. Las pruebas y reconocimientos serán llevados a cabo previa petición interesada del constructor de los aparatos, quien deberá sufragar los gastos que por todos conceptos originen las operaciones citadas. En ningún caso será concedida exclusiva a favor de una marca o tipo determinado.

2.^a La Inspección General de Buques y Construcción Naval se sujetará, como mínimo, a las normas siguientes, a los efectos de lo que señala el párrafo anterior.

Detectores

Deberán satisfacer las condiciones que para estos aparatos se exigen en la Regla 2.^a, párrafo 2.^o.

Aparatos portátiles de espuma

1.^o El cuerpo del aparato será de cobre o chapa de acero emplomada interiormente siendo el espesor de dicha chapa de dos milímetros como mínimo.

2.^o El cierre será de tipo eficaz e irá provisto de un dispositivo que impida la proyección de la tapa en caso de abrir el aparato, existiendo presión interior.

3.^o Irán provistos de asideros, de tal forma que sea fácil su manejo.

4.^o Todos los aparatos serán probados a una presión de 25 kilogramos por centímetro cuadrado, no debiendo producirse deformación ni escape por el cuerpo o por la tapa cuando estén sometidos a dicha presión. Irán provistos de un dispositivo que impida la mezcla de los componentes de la carga en los movimientos del barco.

Aparatos de espuma de gran capacidad

1.^o El cuerpo del aparato será de chapa de acero de cuatro a cinco milímetros, como mínimo de espesor, emplomado interiormente.

2.^o La botella que ha de contener la disolución ácida será emplomada interior y exteriormente.

3.^o El cierre se efectuará por medio de una tapa que irá sujeta con tuercas al cuerpo del aparato, con dispositivo para poder obturar la botella que contiene el reactivo.

4.^o Todos los aparatos serán probados a una presión de 25 kilogramos por centímetro cuadrado, no debiendo producirse deformación ni escape por el cuerpo o por el cierre cuando estén sometidos a dicha presión.

5.^o Irán provistos de una llave de paso a la salida, con una manguera de longitud conveniente y lanza para salida del líquido.

Aparatos secos

1.^o El cuerpo del aparato será de chapa de acero de dos milímetros como mínimo, emplomada interiormente.

2.^o El cierre será de tipo eficaz e irá provisto de un dispositivo que impida la proyección de la tapa en caso de abrir el aparato existiendo presión interior.

3.^o Irán provistos de asideros de tal forma que sea fácil el manejo.

4.^o Todos los aparatos serán probados a una presión de 25 kilogramos por centímetro cuadrado, no debiendo producirse deformación ni escape por el cuerpo o por la tapa cuando estén sometidos a dicha presión.

5.^o Irán provistos de válvulas de seguridad funcionando a una presión de seis kilogramos por centímetro cuadrado menos que la presión de prueba del aparato.

6.^o La botella del gas propulsor será probada a una presión de 250 kilogramos por centímetro cuadrado.

Aparatos de bromuro de Metilo

1.^o El cuerpo del aparato será de tubo de cobre sin soldadura lateral.

2.^o Se comprobará la absoluta hermeticidad del cierre.

Se tendrán también en cuenta las instrucciones que para los extintores químicos dicta el Reglamento provisional del Servicio de Contraincendios de los buques de pasaje de 19 de Agosto de 1927.

3.^a La Inspección General de Buques y Construcción Naval, no solo velará por el más exacto cumplimiento de este Reglamento, sino que llevará a cabo todos aquellos trabajos, experiencias y estudios que estime necesarios para poder proponer al señor Ministro de Marina,

a la brevedad posible, todas las medidas que como suplemento de este Reglamento estime oportunas deban dictarse para conseguir la mayor eficacia en la lucha contra el fuego, relativas principalmente a los materiales que por los peligros que puedan ofrecer en casos de incendio deban prohibirse en las construcciones de buques de pasaje y a las canalizaciones eléctricas de los mismos.

Cuando en cumplimiento del párrafo anterior la Inspección General de Buques y Construcción Naval realice comprobaciones, experiencias o cualquier clase de trabajos a bordo de los buques de pasaje que pertenezcan a Compañías subvencionadas por el Estado, éstas deberán facilitar a los técnicos que deban efectuar las citadas operaciones, toda clase de facilidades y auxilios para el mejor desempeño de su misión.