

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

INCORPORADA A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA DE INGENIERIA

24/2
Enero



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

"SISTEMAS MECANICOS DE RETENCION Y EMPUJE EN EL
LANZAMIENTO DE GRANDES BUQUES, Y SU APLICACION
PARA UN BUQUE DE 22,000 T.P.M."

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A:

JUAN CLAUDIO SOLORZANO LOPEZ

GUADALAJARA, JAL.

1986



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

Página

INTRODUCCION	1
------------------------	---

CAPITULO I

TEORIA DE EL LANZAMIENTO DE UN BUQUE LANZADO POR POPA.

- Diferentes formas de lanzamiento de buques	3
- Cuna de lanzamiento y su bazada	12
- Importancia de las grasas que utilizan en el desplazamiento de los buques	34
- Fuerzas que actúan durante las diferentes fases de lanzamiento	49
- Factores y variables que determinan el lanzamiento	60
- Cálculos que se realizan	65
- Gráficas de lanzamiento y efecto práctico	77

CAPITULO 2

MEDIOS MECANICOS DE DETENCION DE BUQUES.

- Sistemas de retención antes de que el buque ha sido lanzado	85
- Gatos hidráulicos de empuje	101
- Sistema de retención después de que el buque ha sido lanzado	105

CAPITULO 3

APLICACION PARA UN BUQUE DE 22,000 T.P.M.

- Llaves de retenida	112
- Cálculo de llaves	118
- Componentes de las llaves	159
- Sistema eléctrico	160
- Pruebas de las llaves	166
- Gatos hidráulicos de empuje	171

- Estructura y detalles	172
- Características y dibujos	174
- Cálculo de los sistemas de frenado y de tención en el agua	179
CONCLUSIONES	187
BIBLIOGRAFIA	189

INTRODUCCION.

Para obtener el mejor conocimiento del procedimiento a desarrollar, se realiza en la primera parte un planteamiento teórico del estudio del lanzamiento, los factores que intervienen, la importancia de las grasas y una explicación de cada una de las partes que forman el camino de deslizamiento.

Se describe en una forma general los diferentes medios mecánicos utilizados para la detención del buque antes y después de que este ha sido lanzado.

Por último y llegando al principal fin de este proyecto se definirá cual será la forma de trabajo de cada palanca, para esto realizamos los cálculos y dibujos de cada una de las partes correspondiente a un sistema mecánico de retención.

Se ha intentado, a lo largo de toda la tesis dar un sentido práctico de forma que el análisis y cálculos aquí realizados han sido aplicados durante el lanzamiento de buques de diferentes tipos hasta los de 22,000 toneladas de peso muerto, que han sido los de mayores dimensiones botados en gradas de lanzamiento, en el país y construídos en Guaymas, Son. Méx.

Capitulo 1

TEORIA DE EL LANZAMIENTO DE UN BUQUE LANZADO POR POPA.

DIFERENTES FORMAS DE LANZAMIENTO DE BUQUES:

Sub-Capítulo 1.A

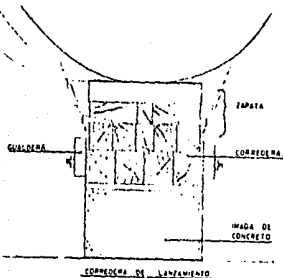
La operacion más importantes de la fabricación de un bu que cuando se construyen sobre planos inclinados denominadas gradas, consiste en el lanzamiento ó botadura de los mismos.

A continuación vamos a exponer algunas formas en que se -- realizan estos lanzamientos.

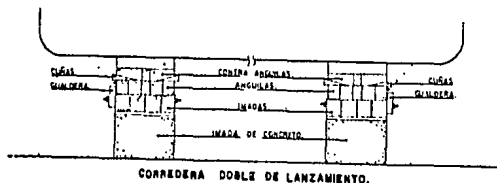
1.A.1 Lanzamiento por Popa:

En general cuando los buques se construyen sobre estas gra das inclinadas se disponen con la popa en la parte próxima al agua y se ponen a flote haciendoles resbalar sobre guías de madera dispuestas en dicho plano inclinado.

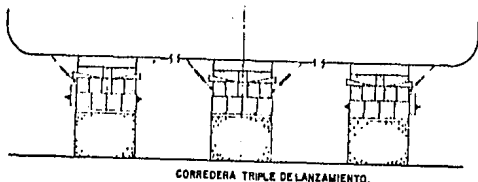
En el caso de que esta guía sea una sola superficie fija, - llamada "corredera", a la quilla del buque se le hacen solidarias -- piezas de madera que forman la "zapata" y que será la que resbale so bre la corredera única.



Cuando se disponen dos superficies fijas de lanzamiento ó "imadas", en el buque se colocan piezas de madera que constituyen una "cuna" de lanzamiento denominándose "anguilas" las partes de esta cuna que resbalan sobre las imadas.



El lanzamiento sobre corredera triple, es una modificación de la botadura sobre corredera única con la adición de dos correderas laterales sobre las que se refiere parte del peso del barco, lo que determina una disminución de la presión unitaria.



En ambos casos se aplican entre las superficies fijas y móviles, capas de sebo y de jabón ó grasas, con el objeto de disminuir el rozamiento.

La simple descripción que acabamos de hacer de la operación.

de lanzamiento hace comprender que dicha faena, que no está exenta -- de riesgos, es delicada y dá origen a esfuerzos de consideración que tiene que resistir la estructura y para que esta no padezca mucho se precisa hacer un detenido estudio de la cuna de lanzamiento y del apuntalado interior del barco, así como tomar toda clase de precauciones para conseguir el éxito total de la operación.

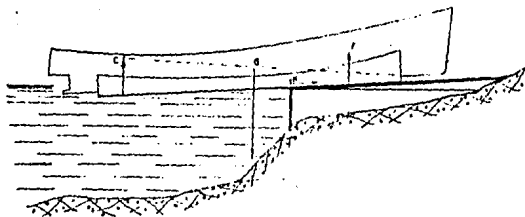
Los Métodos de lanzamiento, a pesar de su aparente uniformidad, difieren mucho, según las costumbres establecidas en los diferentes astilleros para la preparación de la cuna de lanzamiento y su basada.

El lanzamiento sobre la corredera única es el más económico. Ha sido casi el único empleado en Francia durante muchísimo tiempo.

En los Astilleros Alemanes, Italianos, Norteamericanos y - Españoles se utiliza el sistema sobre dos anguilas. Dentro de este sistema las imadas pueden tener pendiente constante, ó presentar estas una cierta curvatura ó "Bruscas".

Al principio de la botadura, en el movimiento que estamos considerado de resbalamiento de la cuna de lanzamiento sobre las --- guías fijas, existen en juego el peso del buque y su cuna "G" por un lado y la reacción de las imadas "F" y las fuerzas de rozamiento "K" por otro.

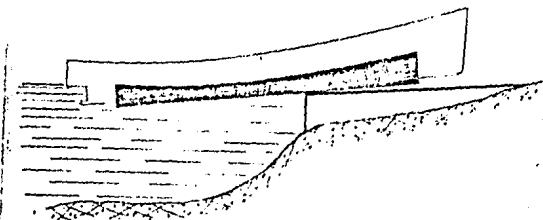
Desde el instante en que el barco empieza a entrar en el agua, existe un empuje variable "C" que hace cambiar la reacción de las imadas y su punto de aplicación y al continuar el movimiento este empuje hace girar el barco quedando este a flote de una manera suave, si la botadura fué bien calculada.



FUERZAS QUE ACTUAN EN EL LANZAMIENTO.

En caso de que no se tomaran las precauciones necesarias el buque puede sufrir importantes averías, por ejemplo :

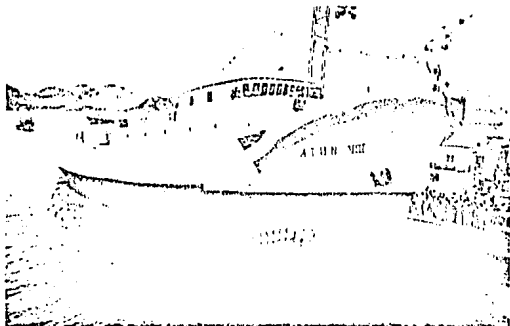
Cuando el empuje no haya sido capaz de hacer girar al buque, y el centro de gravedad del mismo ha pasado por el final de la basada, fenómeno que se conoce con el nombre de "arfada".



FENOMENO DE "ARFADA"

Cuando al finalizar el recorrido sobre la basada la altura de agua que moja en su proa, sea menor que el agua que esta necesita cuando flota libremente, por lo cual el buque dará una cabezada, fenómeno conocido con el nombre de "saludo".

En muchos casos no hay espacio suficiente para que el barco se detenga libremente, siendo preciso recurrir a los procedimientos de detención por medio de retenidas.



Lanzamiento por popa del Atún VIII.

1.A.2 Lanzamiento de costados:

En los lanzamientos por la popa, el barco entra en el agua a una velocidad considerable, dada la longitud del recorrido y la pequeña importancia relativa de la resistencia del agua, lo que requiere que haya espacio suficiente a popa del buque.

En los casos de buques que se construyen en las riberas de los ríos ó algunos lagos, ocurre con frecuencia que no se dispone de este espacio, razón por la cual se procede al lanzamiento de costado.

El peligro de más importancia en la avería de un buque, en el caso de lanzamiento longitudinal por popa, se debe a la posibilidad de que no se levante la popa y se produzca el movimiento de arfa da ó bien aunque en menor grado la avería debida a la concentración de

esfuerzos en los costados del buque, en el momento en que produzca - el giro de este al levantar la popa.

En los lanzamientos de costados, el recorrido es generalmente corto y muy grande la resistencia que opone el agua a la entrada del buque y a los movimientos de balance rápido de este, por lo que en general, no se necesitan medios de retenida.

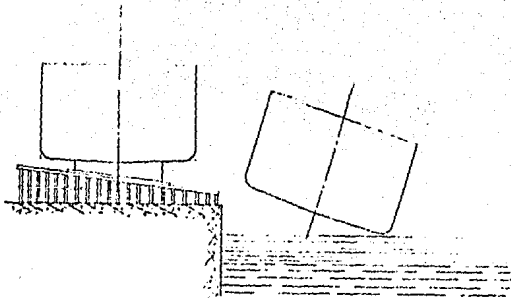
Las principales averías que pueden presentarse en la estructura del barco son las debidas a la caída desde el extremo de la grada al agua:

- El embarque de esta en el balance hacia el lado contrario de la grada.
- O que el casco toque el muelle, ó el extremo de la grada.

Se han empleado cuatro métodos de lanzamiento de costado:

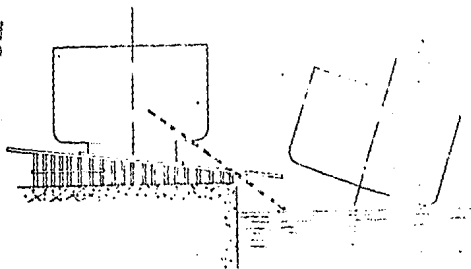
El primer método con imadasfijas que solo llegan hasta el extremo de muelle ó dique sobre el que se ha construído el buque.

El barco gira al final de su recorrido sobre imadas, en las inmediaciones del extremo de esta y cae al agua con escora que alcanza a veces unos 45°. Este método es el utilizado con frecuencia en la mayor parte de los astilleros de los Grandes Lagos (Estados Unidos) y en el lanzamiento de las barcasas, remolcadores, buques de pesca, etc., en canales y ríos estrechos.



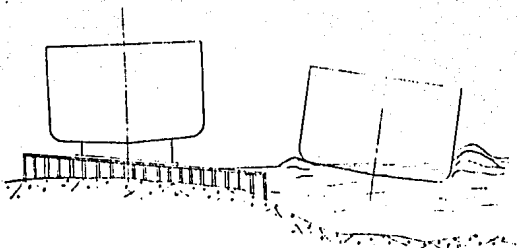
LANZAMIENTO DE COSTADO CON IMADAS AL BORDE.

El segundo método se diferenciá del anterior en que una parte de las imadas sobresalen del dique y basculan, el barco cae en forma total, por lo que la entrada del buque en el agua resulta más suave que en el caso anterior, este método se utiliza en varios astilleros de los Grandes Lagos.



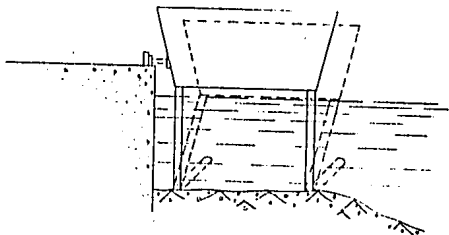
LANZAMIENTO DE COSTADO CON IMADAS BASCULANTES.

El tercer método es el más parecido al lanzamiento longitudinal y en él las imadas son fijas, como en el primer método, pero se prolongan por debajo del nivel del agua, con lo que se evita la caída ó entrada brusca del buque en ella.



LANZAMIENTO DE COSTADO CON IMADAS EN ANTE GRADA.

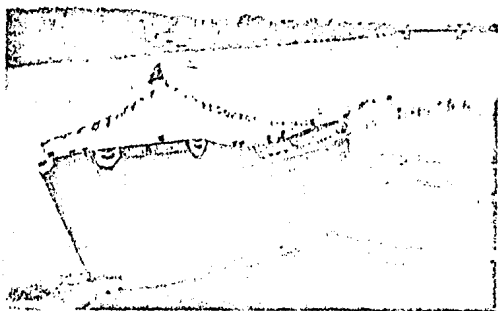
Por último el cuarto método ha sido utilizado muy pocas veces y se emplea para el lanzamiento de ciertas barcazas de hormigón armado a las que no conviene someter a esfuerzos de choque y que se construyen en la orilla de los ríos. Consiste en la construcción de una barcaza sobre pilotes de hormigón, que cuando queda lista para dejarla a flote, es empujada por unos gatos transversales hasta quedar en la posición de puntos, cuando, por este movimiento se produce la tumba de los pilotes, entra la barcaza en el agua de una manera gradual, quedando a flote y sin sufrir su estructura.



LANZAMIENTO SOBRE PILOTE DE HORMIGÓN.

En todos los lanzamientos de costado, la quilla del buque se dispone horizontalmente, con las ventajas consiguientes a esta manera de construir el barco, teniendo, en cambio, las imadas una pendiente muy superior a la adaptada en los lanzamientos por la Popa. - El tiempo de lanzamiento es solo de unos 6 a 8 segundos, por lo que la operación es mucho más espectacular, dada la caída del buque en la mayor parte de los casos.

Contribuye también a hacer impresionante estos lanzamientos, la escora que toman los barcos y la enorme masa de agua que se pone en movimiento.



CUNA DE LANZAMIENTO Y SU BASADA.

Sub-Capítulo 1.B

El objeto de la cuna de lanzamiento que lleva el buque y la basada sobre la que desliza busca:

Conseguir una superficie de deslizamiento a la que es transmitida el peso del buque.

Preservar el buque de un basculamiento lateral.

Retener el barco hasta el instante escogido para iniciar el movimiento.

Guiar el barco longitudinalmente.

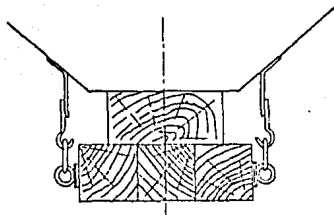
Poner, en definitiva, el barco a flote.

1.B.1 Caso de corredera Única.

1.B:1.1 Disposición del Conjunto.

La corredera forma un camino de deslizamiento axial que se prolonga bajo el agua una cierta longitud, en una zona conocida con el nombre de "Ante-grada".

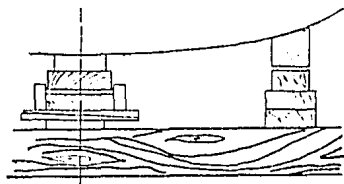
En el lanzamiento sobre corredera Única, que es el procedimiento más sencillo, la estructura ligada al casco, por intermedio de la cual el barco reposa sobre la grada y que se desliza con el barco, se llama "Zapata", se coloca directamente bajo su quilla y forma un patín de rozamiento. Lleva en ella los dispositivos que aseguran la retenida antes de la marcha.



SUJECION DE LA ZAPATA AL CASCO

La estabilidad transversal se asegura por la anchura de la zapata.

Se consigue una seguridad suplementaria con patines laterales, fijados bajo el barco en el sitio de los mamparos longitudinales que se procura coincidan en la vertical de las deslizaderas longitudinales, fijas a la grada. Normalmente los patines no apoyan sobre estas deslizaderas y por eso reciben el nombre de almohadas muertas.



Lanzamiento sobre corredera unica con almohadas muertas

1.B.1.2 Zapatas.

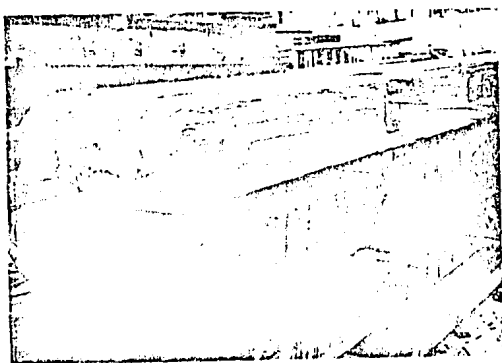
Las zapatas se extienden sobre toda la longitud de la quilla.

Su anchura es función de la carga por cm^2 , que se pretende conseguir para apoyo sobre las grasas, a reserva de tomar un valor suficiente para asegurar la estabilidad. Varía según la importancia del barco que se lanza. Entre 0.60 y 1 mto.

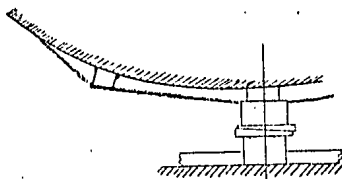
Su espesor es el necesario para que su resistencia a tracción, sea suficiente.

Trabaja, en efecto, a la vez a compresión (bajo el peso del barco) y a tracción (por las retenidas antes de iniciar la marcha).

A fin de tener una buena resistencia a la tracción, se construye con piezas de madera superpuestas longitudinalmente sin que coincidan los empalmes, reforzadas generalmente por los lados con pletinas de hierro (cuyo borde inferior no llega a la superficie de apoyo para evitar cualquier rozamiento con la parte fija inferior) y unidas transversalmente por pernos.



La unión de la zapata al barco se asegura en sentido vertical por angulares de unión (lo que exige entrar en dique para quitarlos). Por tensores solidarios al casco ó bien por abrazaderas de cable de acero dispuestos en planos verticales y llegando hasta la cubierta, lo que permite abandonar la zapata inmediatamente después del lanzamiento, estas abrazaderas, actuan bien en los extremos del barco, peso soportan muy mal la zapata en la región central.



Sujeción al casco por abrazaderas de cable de acero

Esta unión vertical sirve para mantener la zapata bajo el barco, cuando este abandona la grada soporta no solamente el peso -- aparente de la zapata, sino también el esfuerzo de tracción necesario para despegar esta zapata de la corredera, en el pivotamiento, en el cual el Buque gira y se retira de la Grada.

En el sentido longitudinal, la unión se asegura por rozamiento de acero sobre madera, muy superior al rozamiento entre la zapata y el camino de deslizamiento.

El buque realiza un giro al momento de tender a nivelarse -- separándose toda la zapata de la corredera a excepción del extremo de proa ya que esta extremidad, soporta el apoyo en el giro, debe tener una resistencia especial al aplastamiento y su superficie inferior se r'a redondeada longitudinalmente, a fin de mantener una superficie de apoyo conveniente durante el pivotamiento y durante toda la

fase de deslizamiento final.

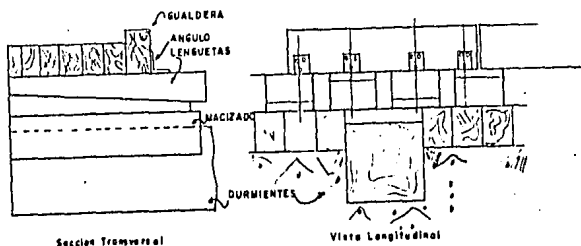
Para tener en cuenta la importancia del esfuerzo soportado por el extremo de proa en el giro, la estructura del buque en el sitio del extremo de la zapata se reforzará, para el lanzamiento, con un apuntalamiento interior provisional.

1.B.1.3 Camino de resbalamiento.

Corredera.

La parte del camino de resbalamiento colocado bajo el barco es fija, Esta formado de trozos, llamadas correderas, que reposan sobre los picaderos inferiores apoyados sobre otros transversales y por intermedio de cuñas de poca inclinación llamadas "Lenguetas", que aseguran el apriete bajo la zapata.

Las lenguetas de apriete bajo la zapata son cuñas de madera dura generalmente protegidas con hierro en sus extremidades para impedir su rotura, con pendiente muy pequeña para asegurar un buen apriete. Su longitud se determina de manera que asegure un apoyo bajo toda la anchura de la zapata desde el principio del apriete y que permita después del mismo, la unión de los angulares de sujeción de las correderas.

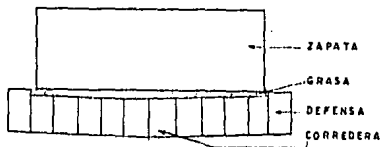


Partes que componen a la corredera

Las correderas tienen una longitud pequeña (del orden de 3 mts.) para hacer fácil su desmontaje y las operaciones necesarias - para el ensebado, se utilizan a veces dos clases de correderas: corredera de longitud un poco inferior a dos veces la separación entre los durmientes de la grada (tienen 4 mts. aproximadamente) y las correderas pequeñas intercaladas entre las precedentes, de longitud aproximada de 1m.

Estan formadas por piezas de madera longitudinales unidas, en las cuales las piezas laterales llevan un saliente de 4 a 5 cm. - formando la defensa lateral para contener el sebo a la vez que aseguran de cierto modo, una guía lateral. La anchura de las correderas - se fija por la de la zapata con un juego total del orden de 3 a 5 cm. Cuando la anchura de la corredera crece hay que temer que en el apriete las correderas se arqueen en el sentido transversal.

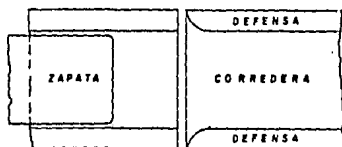
Esta es una de las razones por la cual el lanzamiento sobre corredera única se hace más difícil a medida que el peso lanzado aumenta.



Forma de ensamble de la corredera y la zapata

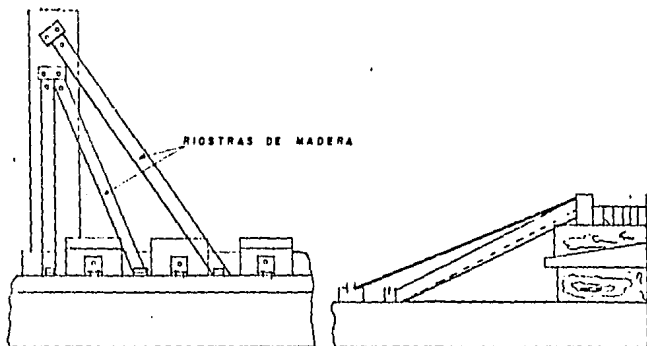
Es preciso que después de la colocación, las correderas - formen un camino de deslizamiento, cuya continuidad este asegurada, - sin ningún resalte y con separación mínima entre correderas (para evitar que el sebo se escape entre las correderas por la presión).

Para evitar cualquier riesgo de enganche de la zapata sobre la corredera las aristas de proa del fondo y las defensas de la zapata se redondean, lo mismo que la parte posterior de la zapata.



Redondeos de la corredera y zapata

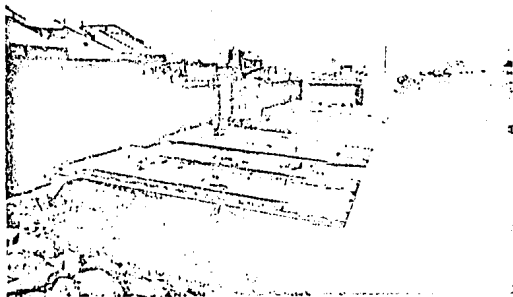
Transversalmente, las correderas se fijan después del apriete de las lenguetas por trozos de angular atornillados por una parte a las defensas y por otra a las lenguetas. Y en la región de la corredera colocada a popa y un poco a proa del punto de giro, con riostras de madera unidas directamente a los durmientes de la grada.



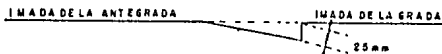
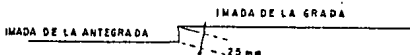
Formas de sujecion de las defensas

La corredera fija de ante-grada es la parte de corredera colocada en la parte baja de la grada, a popa del codaste y sobre la ante-grada, esta formada de varias piezas cruzadas, piezas longitudinales y piezas transversales dispuestas de forma variable con una

protección superior longitudinal que forma el camino de deslizamiento.



El principio de la corredera fija de ante-grada debe formar un ligero escalón (25mm) con relación a las últimas correderas con objeto de prever un posible hundimiento de estas, bien se realice en las dos partes de la corredera paralelas y desplazadas una de otra, ó bien, que se realice en las dos partes en prolongación, una de otra, pero con un declive que rellene de sebo duro en su unión.

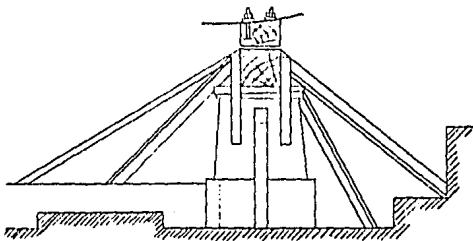


Almohadas muertas.

En la grada se colocan en la vertical de los mamparos longitudinales piezas de madera soportadas de trecho en trecho por calzos y reciben el nombre de almohadas muertas, porque no están destinadas a soportar, normalmente, el barco, sino solo a sostenerlo even

tualmente en sentido transversal, en el caso de que tomase una escora accidental en el curso del lanzamiento.

Las almohadas están hechas con juntas consolidadas con uniones metálicas y convenientemente apuntaladas contra el deslizamiento hacia la parte baja de la grada.



Sección transversal de las almohadas y anguilas.

1.B.2 Caso de Imadas doble.

1.B.2.1 Disposición del conjunto.

Para gradas de poca solidez y para grandes barcos lanza los sobre gradas de pendiente débil y de una manera general, cuando se quiere tener una carga pequeña por centímetro cuadrado, se emplea el lanzamiento sobre imada doble. El apoyo sobre las dos imadas se hace por medio de dos piezas longitudinales llamadas "anguilas" colocadas en la parte baja de una estructura de apoyo del barco que constituye la "cuna".

La cuna está formada:

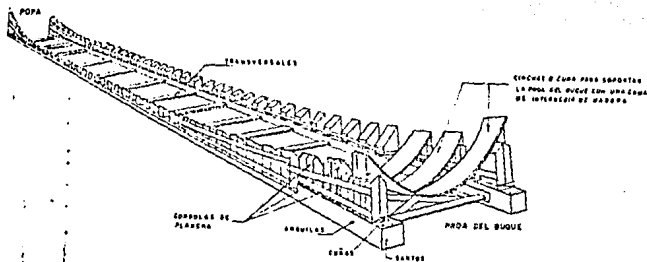
En la región central por piezas de madera que toma las formas de la "carena" ó parte exterior del buque.

En la proa y la popa, donde las formas se levantan, por puntales verticales, llamado "santos" sujetos en sus pies por platabandas.

Las piezas de madera y los santos se apoyan sobre las an-
guilas por intermedio de cuñas de apriete que aseguran el ajuste.

En los buques pequeños las dos mitades de la cuna se hacen
solidarias transversalmente por medio de riostras y concretos.

VISTA DE CONJUNTO DE UNA CUNA



Imada doble utilizada para un buque de 22,000 Tons.

1.B.2.2. Detalle de estructura de la cuna.

Anguilas:

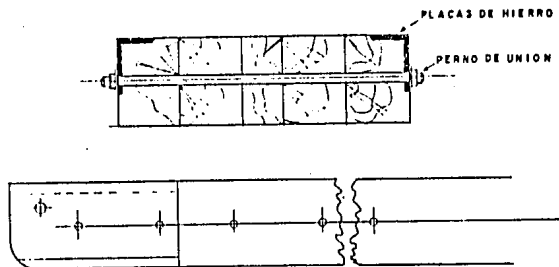
Las dos anguilas se separan una distancia variable entre $1/3$ y $1/2$ de la manga máxima del barco y se colocan en la vertical de vagras, que se refuerzan si es necesario, ó mejor en la vertical de mamparos grandes longitudinales.

Se colocan aproximadamente en los $8/10$ de la eslora del barco.

Sus extremos de proa que soportan el esfuerzo durante el giro se colocan en el emplazamiento de un mamparo transversal, que se refuerza para el lanzamiento.

Su anchura se determina por la condición de conseguir una presión de apoyo comprendida entre 1 y 3 Kg./cm².

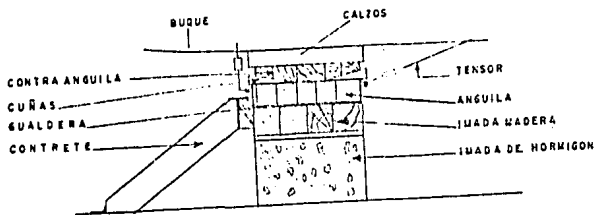
Están formadas por varias piezas, en número variable según la anchura, unidas entre si por pernos y reforzados en sus cabeza mediante placas de hierro.



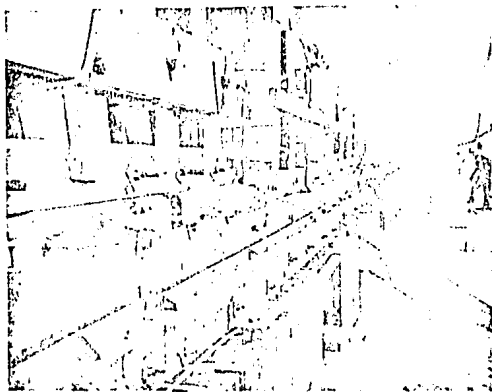
FORMA Y DETALLE DE UNA ANGUILA

Entre la anguila y el casco del buque se disponen cuñas de

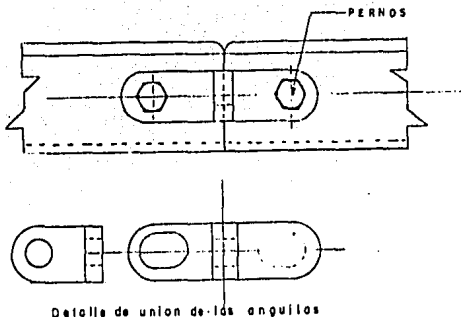
apriete, "contranguilas" de las mismas dimensiones que la anguila y formada por piezas longitudinales de pino, unidas entre si por pernos y que sirven de apoyo a "calzos" de madera de pino que se adaptan a las formas del casco.



Parte que compon. una corredera de la cuna

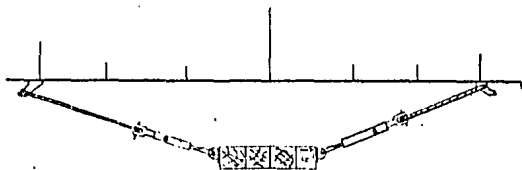


Las anguilas se unen entre si mediante piezas de hierro de la forma que aparece en la figura.

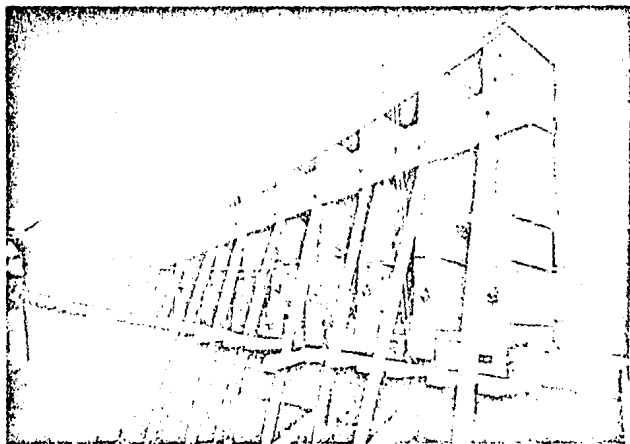


Estas piezas contienen un cáncamo al que se adaptan tensores y cables que forman la unión vertical de la cuna con el casco del buque.

Estos tirantes sostienen a la cuna después del giro y permiten la recuperación de la madera una vez el barco a flote.



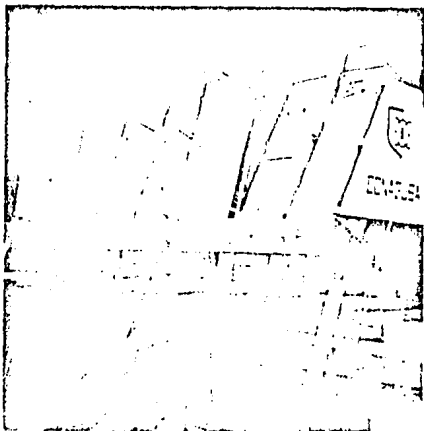
Los santos son piezas macizas ó bien de un conjunto de vigas empernadas y arriotradas entre si, colocadas verticales ó bien en el plano de las cuernas con una ligera inclinación de su parte alta hacia el plano axial del buque, en las zonas de proa y popa de la cuna.



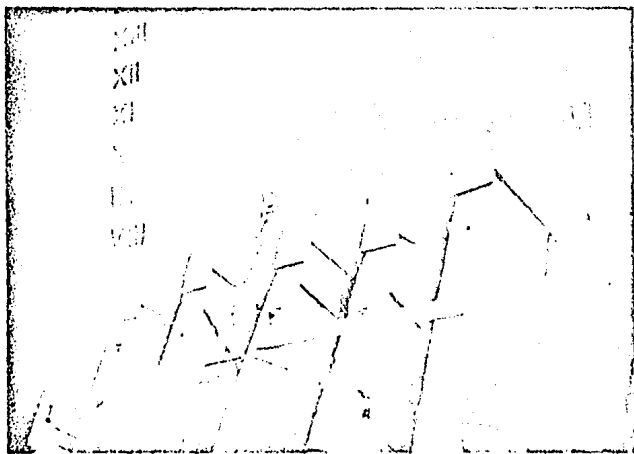
Las disposiciones de la estructura de los santos y de sus uniones entre si, al casco y a las angulas son variables. Estas deben satisfacer varias condiciones.

Deben en primer lugar evitar el deslizamiento transversal del pie de los santos. Con este fin, los santos se sujetan, a veces, en su parte baja con plotinas de hierro, ó madera.

Deben impedir también el pandeo longitudinal de los santos bajo el efecto por una parte del peso del barco que se ejerce en la parte alta por intermedio de las superficies del casco, cuyas líneas de agua se cierran y por otra, de las fuerzas de rozamiento horizontales que se ejercen entre anguilas e imadas en la parte baja. Por esta causa los santos se unen frecuentemente entre si por pletinas longitudinales de hierro ó madera.



En el apoyo del casco, es necesario evitar el efecto de separación transversal resultante de la inclinación transversal de las superficies de apoyo y repartir dicho apoyo, especialmente en la proa donde las formas son más verticales y las presiones que se ejercen más fuertes, durante el giro. Por esto, se colocan casquillos de placa en la parte alta de los santos.

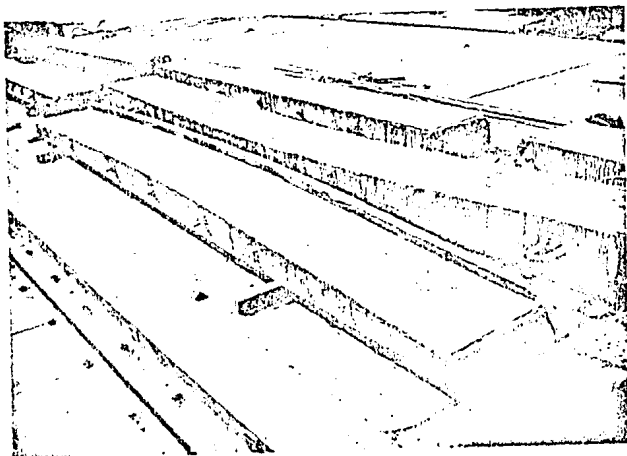


Patines:

Las anguilas en la zona de la proa forman unas piezas especiales denominadas patines, cuyo objeto es distribuir la presión del buque en el giro sobre una superficie mayor.

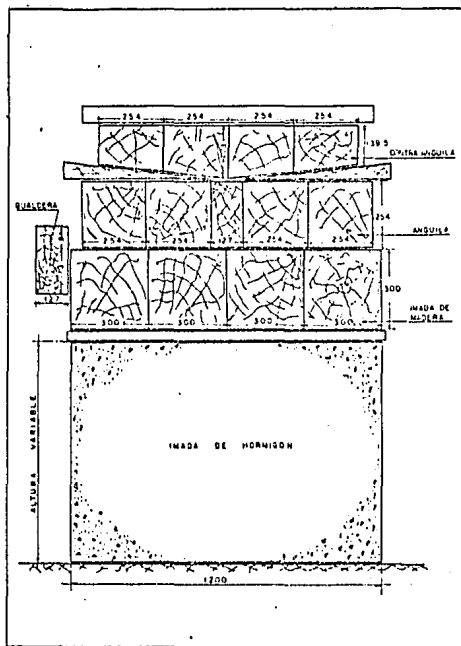
Estan formadas por una pieza alta que contiene 2 gualderas y en cuya parte inferior se le ha dado forma de superficie cilíndrica y una pieza baja que se adapta a la anterior.

Cuando se produce el giro del buque, este arrastra a la parte superior y la hace girar en forma de rótula sobre la inferior.



Imadas.

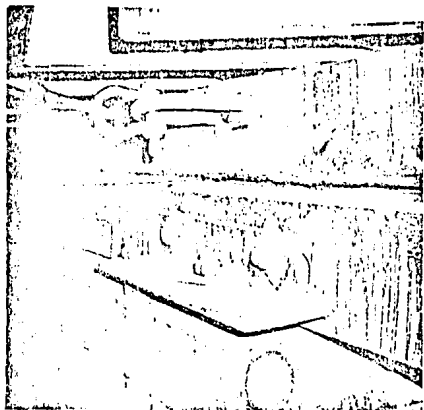
Constituyen la parte fija del conjunto y la forman piezas de madera colocadas sobre picaderos de concreto. La altura de picaderos imadas, anguilas, contranguilas y calzos deben de ser tal que permitan los trabajos bajo el buque tanto de formación de estructura como de faenas de lanzamiento.



Medidas reales de las correderas para un buque de 22,000 Tons. P.M.

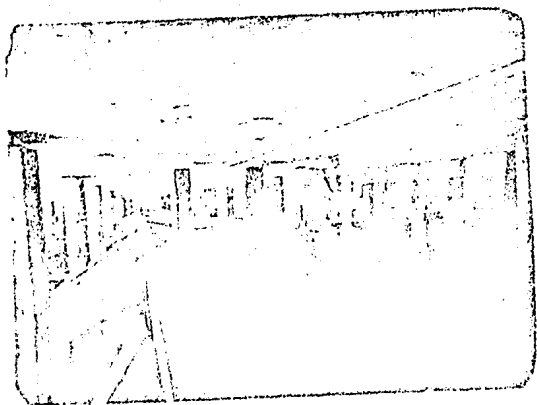
Están formadas por piezas de madera dura empernadas entre sí y achaflanadas para evitar todo peligro de agarre durante el deslizamiento de las anguilas.

Se hacen solidarias a los picaderos de concreto mediante tornillos de amarre.

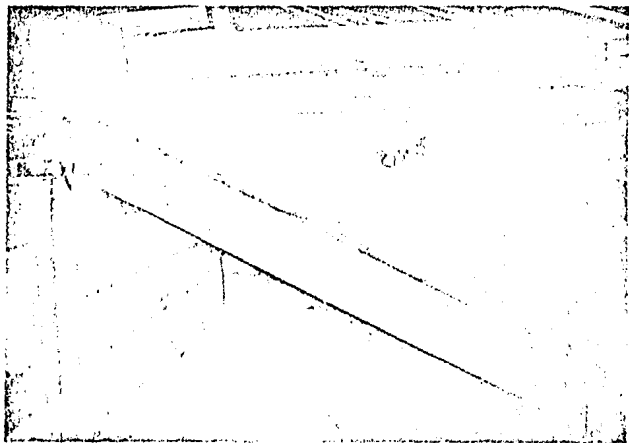


En su cara exterior normalmente dispone de una "guía de a" que servirá de guía lateral de la cuna del buque durante el lanzamiento,

El juego lateral entre el borde exterior de la anguila y la guía de la imada, a veces va aumentando de proa a popa (de 20 a 50 mm) para permitir un ligero desplazamiento transversal. En caso de una pequeña corriente transversal en el canal de lanzamiento en el momento de realizarse.



En sentido transversal y longitudinal las imadas y sus picaderos se refieren a la basada de la grada mediante puntales inclinados.



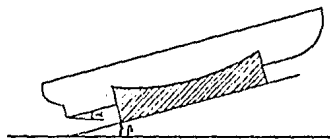
Pendiente de la imada.

La pendiente de las imadas están comprendidas en general entre 4 y 8% aprox. según datos obtenidos en la tabla siguiente sobre pendientes de los Astilleros Ingleses.

Tabla XXV.— *Pendientes en los astilleros ingleses*

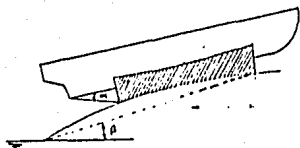
Tipo de barco	Pendiente de la quilla		Pendiente de las imadas		
	Pulsados por 100	%	Pulsados por 100	%	
Torpederos y destructores	15 10	7,81	12 10	15 10	0,25 a 7,81
Cruceros	9 10	4,60	10 10	12 10	5,21 a 0,25
Acorazados	8 10	4,10	9 10	10 10	4,00 a 5,21

Debido a que estas pendientes deben de ser superiores al rozamiento de madera encebada contra madera encebada, pero no excesiva ya que darían como consecuencia una grada muy indicada y muy difícil la construcción del Buque y por lo tanto muy costosa.



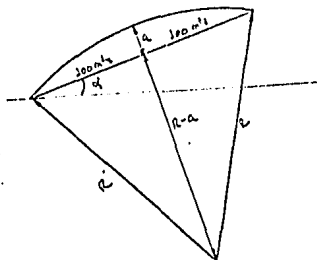
Inclinación de las imadas

Cuando los buques se van a lanzar son de dimensiones medias se tiende a preparar estas con una cierta curvatura, cuya flecha se denomina "brusca".



Inclinación con bruesco

Para conservar el espacio necesario para la construcción del Buque no debe reducir la distancia entre la base de la grada y el casco en más de medio metro respecto a la altura normal de construcción - lo que significa que una grada normal de doscientos metros de longitud resultaría un radio aproximado de 10,000 Mts., y esto se explica en el siguiente dibujo.



$$\begin{aligned}
 R^2 &= 100^2 + (R-a)^2 \\
 &= 100^2 + R^2 - 2aR + a^2 \\
 2aR &= 100^2 + a^2 \\
 R &= \frac{100^2 + a^2}{2a} = \frac{10000 + 0.5^2}{2(0.5)}
 \end{aligned}$$

$$R = 10,000 \text{ Mts.}$$

IMPORTANCIA DE LAS GRASAS QUE SE UTILIZAN EN EL DESLIZAMIENTO DE LOS -----BUQUES-----

Sub- Capítulo 1.C

Lubricacion del camino de deslizamiento.

Los lubricantes son un factor importantísimo de la botadura, de los que dependen en gran parte el éxito de esta y deben por tanto reunir unas series de cualidades que se estudian a continuación, así como realizar los ensayos precisos para determinar estas cualidades.

Se preparan las superficies en contacto con una " capa de sebo " ó " grasa dura ", cuya misión es procurar una superficie de deslizamiento lo más lisa posible y evitar el contacto de madera contra madera durante el lanzamiento. Sobre las superficies así preparadas se da el " jaboncillo " ó " lubricante fluido ", cuya misión es fundamentalmente disminuir el valor de fricción. Estas dos sustancias deberán ser inalterables a las condiciones atmosféricas y no reaccionar entre sí durante el tiempo que se encuentran en contacto, ni siquiera bajo presiones y temperaturas que se dan en la botadura. El sebo deberá adherirse bien a la madera, sobre la que se coloca en estado de fusión sin desprenderse durante el deslizamiento ni agrietarse al enfriarse y resistir las presiones de lanzamiento sin aplastarse. Este punto se comprueba cargando dados de sebo a distintas presiones, y sacando curvas de deformación que llegan hasta el aplastamiento. Durante estas pruebas es muy importante asegurarse de que el sebo ha adquirido la temperatura de prueba en toda su masa, y para ello se mantiene la muestra en el horno durante 20 ó 24 horas a dicha temperatura.

En la actualidad se emplean, siempre que sea posible grasas sintéticas derivadas del petróleo, que reúnan todas las cualidades manteniéndose sus características constantes y muy bien determinadas, lo que supone una base segura para los cálculos. Las funciones del sebo se encomiendan al "basekote" que se aplica fundido sobre las imadas y anguilas en capas de 5 a 6 mm. de espesor, que una vez secas presentan el aspecto de linóleo. Entre estas capas se dispone el lubricante,

" silikote " más fluido y que impide que se adhieran. El basekote se aplica sobre la madera bien seca y gran parte es recuperable, lo que supone gran economía.

1.C.1 Sebo de lanzamiento

Anteriormente o cuando no se dispone de grasas sintéticas, se emplea sebo de buey y algunas veces, sebo de carnero como grasa de base.

La calidad del sebo varía dependiendo del animal, la parte -- del cuerpo de la cual se extrae, la época de la matanza y sobre toda su pureza.

El sebo corriente, mezcla de trozos de carne y hueso tratados por ácidos, es negrozco, poco consistente, no homogéneo y se reblandece a baja temperatura, mientras que el sebo puro es por el contrario muy -- blando, muy compacto, muy homogéneo y tiene un punto de fusión relativamente elevado (40 a 42°).

Para el lanzamiento se utiliza la calidad llamada " sebo de -- lanzamiento " tan pura y homogénea como sea posible. Se debe exigir -- que el producto adquirido provenga de animales sanos y no conservados en frigoríficos; reservándose el derecho de verificar su pureza por análisis y definiendo los ensayos por aplastamiento.

El sebo rancio es impropio para el lanzamiento.

El sebo puede ser empleado en forma sólida ó fundido. Solo -- el sebo fundido tiene consistencia suficiente para construir la capa -- del fondo. El sebo sólido (solo ó mezclado con manteca de cerdo en invierno) y recubierto de jabón blando y aceite de pescado, forma la capa superficial para reducir el rozamiento inicial.

La fusión del sebo debe hacerse con precaución, pues tiene -- muy mala conductividad y se altera a más de 100°C, se efectúa en principio al baño maría.

1.C.2 Mezclas, sebos sintéticos. Productos diversos para el lanzamiento.

Se puede aumentar la carga de aplastamiento del sebo, particularmente en tiempo cálido, añadiéndole ácido esteárico, se limita la adición al mínimo necesario para asegurar la resistencia, pues estas mezclas son más frágiles que el sebo puro y se adhieren peor a la madera.

También se utilizan sebos sintéticos, cuyo contenido en ácido esteárico se indica al ser adquirido.

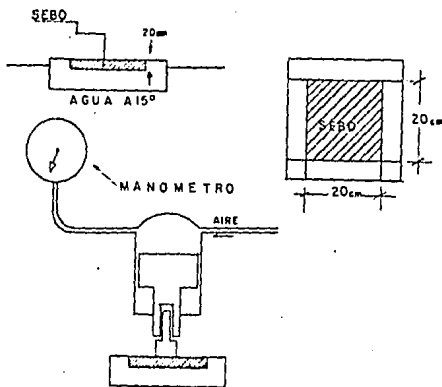
1.C.3 Ensayos.

Pruebas de aplastamiento.

Son de gran importancia puesto que el conocimiento de estas características en las grasas nos va a dar información sobre su comportamiento en relación al coeficiente de rozamiento.

Una grasa resiste tanto ó más a la compresión cuanto más ácido esteárico y estearina contenga.

Se recurre a veces para calificar la grasa, a realizar directamente un ensayo mecánico de resistencia al aplastamiento.



La grasa se nivela con una pequeña cubeta cuadrada de madera, - se le aplica la presión de un dado de madera que soporta el esfuerzo de un pistón neumática. Del peso del equipo móvil y de la presión del aire leído en un manómetro se deduce la presión sobre la grasa. Se mide - la presión de aplastamiento teniendo cuidado de que el sebo esté a temperatura homogénea y conocida (manteniendo la caja de ensayo por lo menos durante 20 horas en una cámara de temperatura constante) y que las presiones estén aplicadas de forma prolongada en cada ensayo.

En estas condiciones, las medidas son concordantes y permiten establecer las leyes siguientes:

a) Efecto de una solidificación brusca ("temple de grasa").

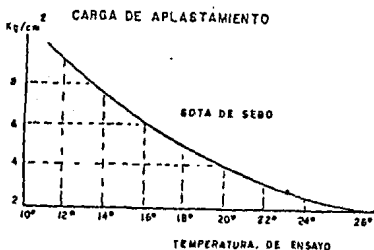
La presión soportada aumenta si el enfriamiento de la grasa - que se realiza inmediatamente después de la fusión es brusco y este en - durecimiento persiste lo mismo si la temperatura se eleva después del enfriamiento que ha provocado la solidificación.

A 20° con enfriamiento lento, la carga de aplastamiento es de 4 Kg/cm². con enfriamiento rápido, manteniendo durante dos horas después de fundido en agua de 15°, la carga de aplastamiento es de 4.5 Kg/cm².

Para utilizar prácticamente este fenómeno se puede bien volver a enfriar la grasa después de fundido bajo una capa de agua, bien - realizada en ensebado por capas sucesivas constituidas de grasa fundida en muy pequeñas cantidades.

b) Efecto de la temperatura del ensayo.

La carga de aplastamiento decrece muy rápidamente cuando la - temperatura crece; pasa de 10 Kg/cm² hacia los 10° de ahí se deduce la - importancia de las condiciones de temperaturas de la grasa en los ensayos de aplastamiento; estas condiciones son, por otra parte, especialmente difíciles de definir con precisión y de modificar a consecuencia de la mala conductividad de las grasas.

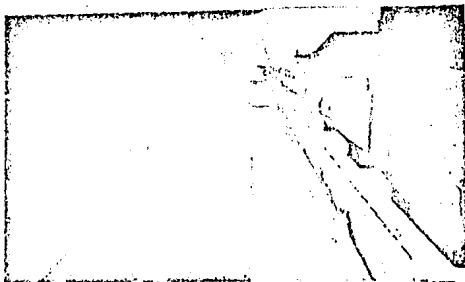


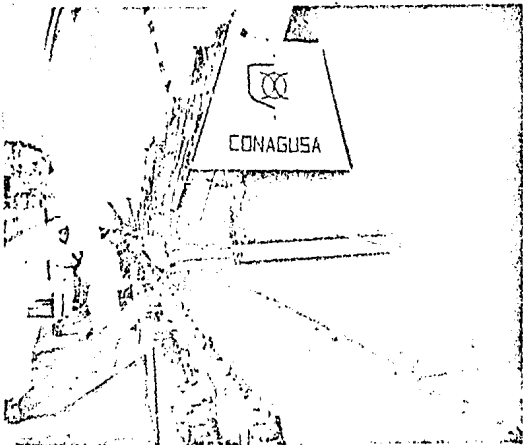
c) Efecto de fusiones sucesivas.

La dureza disminuye en caso de fusiones sucesivas, pero un reposo prolongado del orden de un mes, devuelve el sebo sus cualidades primitivas.

La comparación de los sebos por las medidas de aplastamiento impone realizarlas en condiciones bien precisas (condiciones de solidificación y condiciones de temperaturas de ensayo).

Se tiende a emplear como capas de fondo, mezclas donde entran materiales: grasas de origen mineral (carburos parafínicos derivados del petróleo), resinas y cuerpos grasos sólidos animales ó vegetales. Estos productos ofrecen resistencias muy elevadas al aplastamiento (del orden de 37 Kg/cm² a 16°) con buena adherencia a la madera. Como capa de superficie, grasas minerales (aceite mineral, aceite de resina y cal).





En el lanzamiento de grandes buques efectuados en Guaymas, como basekote se empleó el producto ROYAL BASEK y como silikote el ROYAL DESLIZAMIENTO que describimos a continuación:

Las grasas de botadura ROYAL BASEK Y ROYAL DESLIZAMIENTO son capaces de soportar grandes presiones sin que su estructura se rompa; - este hecho tiene importancia ya que asegura el perfecto deslizamiento - del buque, en toda la longitud de imadas, y particularmente en el punto de giro, en donde el revestimiento debe soportar presiones muy elevadas. Por otro lado, DESLIZAMIENTO es una grasa especial, que extendida sobre el recubrimiento de BASEK, minimiza el coeficiente de presión inicial - y de deslizamiento, en tanta mayor proporción cuanto mayor es la presión soportada.

La principal ventaja de ROYAL BASEK Y ROYAL DESLIZAMIENTO, es la posibilidad de poderlos aplicar en imadas y anguilas con anticipación a la fecha prevista para la botadura, evitando así la acumulación de trabajo en las últimas horas, como ocurre cuando se utiliza sebo. - Además efectuada la botadura, el BASEK y el DESLIZAMIENTO pueden ser recuperados, destinando el primero a nuevos recubrimientos y el segundo -

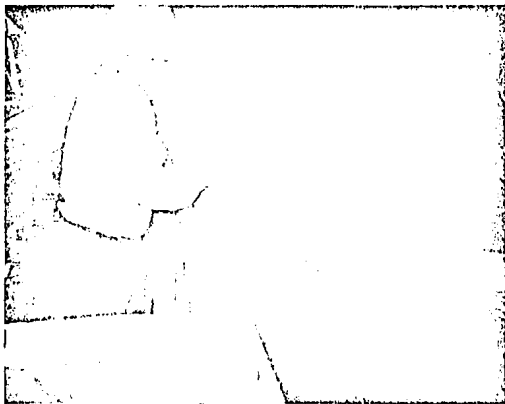
a engrase general de menor cuantía, por lo que su uso resulta económico.

Forma de Empleo

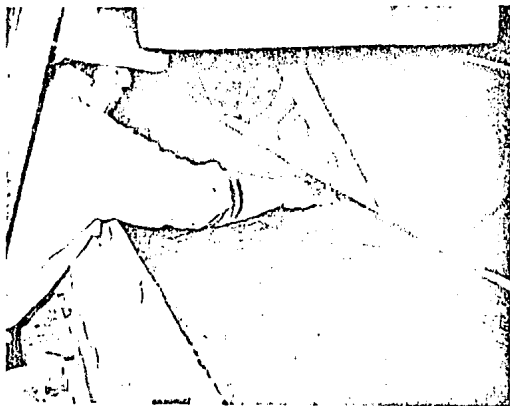
- Imadas y anguilas se colocaron bien secas antes de aplicar el BASEK.
- Sobre la superficie seca se aplicó el BASEK fundido previamente a una temperatura de 110/140°C. esta aplicación se efectuó mediante cazos.



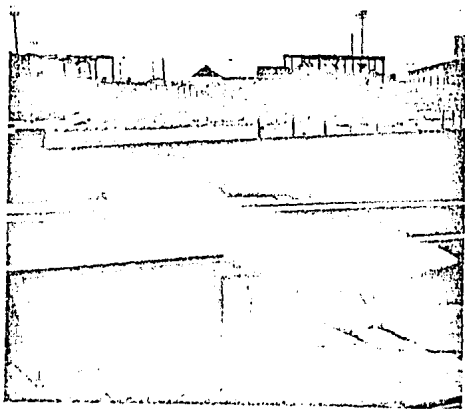
- Antes de que la primera capa de BASEK solidificase totalmente, se echó una segunda capa, y así sucesivamente hasta alcanzar el espesor deseado de unos 12 mm. de acuerdo con las presiones a soportar, así como las rugosidades y asperezas de imadas y anguilas.



- Una vez aplicado el BASEK y ya enfriado, se procedió a la aplicación del DESLIZAMIENTO, esparciéndolo en montones, que luego se repartieron y se homogenizaron a mano.



- Dada la alta temperatura ambiental de Guaymas, el ROYAL BASKET aplicado en las imadas, entre el mar y la popa del buque se protegió de la radiación solar con planchas y madera y se enfrió con agua frecuentemente.



- El ROYAL DESLIZAMIENTO se aplicó en dicho tramo en el último momento.

1.C.4 Estudio del Coeficiente de Rozamiento.

En todo lo que sigue, salvo indicación explícita, trataremos del lanzamiento efectuado según el plano longitudinal de simetría del barco.

Ya hemos indicado que se reduce el rozamiento realizando -- con grasa sobre grasa (y no madera ensebada sobre madera ensebada, al menos en principio) o sea por interposición sobre el camino de deslizamiento de una capa espesa de grasa.

Los fenómenos de rozamiento en juego son complejos, como se deduce del hecho de las propiedades de las grasas y de las influencias superpuestas de la presión y del calentamiento soportados por las mismas.

a) Coeficiente de Rozamiento Inicial.

Al principio, al coeficiente de rozamiento de la grasa varía según :

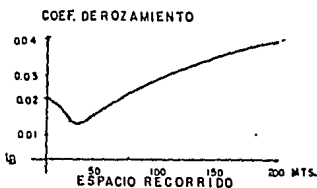
- La naturaleza de la grasa; crece con la dureza.
- La temperatura; decrece cuando esta crece.
- La carga por cm^2 ; decrece cuando esta crece.
- El tiempo pasado desde la puesta en carga; crece con el tiempo.

Se podrán encontrar algunas dificultades particulares al -- principio del movimiento del buque en una grada de poca pendiente, en tiempo frío, con grasa dura, cargada mucho tiempo antes. Estas dificultades tienen poca importancia práctica. Se evitan fácilmente dando una impulsión inicial con pistón hidráulico de empuje.

b) Coeficiente de Rozamiento durante la Marcha.

Durante la Marcha el coeficiente de Rozamiento del barco deslizando sobre la grasa varía de forma sensible a medida que se produce el deslizamiento.

Si se traza la curva de la variación del coeficiente, en un lanzamiento según el plano longitudinal del barco, en función del espacio recorrido, se observa que al principio este coeficiente decrece hasta un mínimo que se alcanza después de un pequeño recorrido, después -- crece de una manera continua, pero cada vez más despacio.



Esta variación expresa un fenómeno complejo.

Por una parte la carga por cm^2 varía durante el lanzamiento -- lo cual bastaría para producir una variación del coeficiente de rozamiento.

Por otra, el hecho de que la superficie de apoyo está dispuesta en el mismo sentido del movimiento, cada punto del camino de deslizamiento soporta el paso de una cierta longitud de cuna de lanzamiento -- (que es máxima para los puntos situados inicialmente hacia popa del codaste, e igual a la carrera de lanzamiento hasta el pivotamiento). El calor desprendido por el rozamiento se acumula en la grasa y provoca su calentamiento y su presión progresiva.

Debido a la mala conductibilidad térmica del sebo, el calentamiento se propaga lentamente a partir de la superficie.

Al principio, la fusión se limita, por tanto, a una capa su--

perificial que reduce el coeficiente de rozamiento. Con una fusión más avanzada, el sebo es expulsado más ó menos por la presión de apoyo y el rozamiento tiende progresivamente hacia un rozamiento de madera ensebada sobre madera ensebada.

El fenómeno se acentúa después del pivotamiento cuando el apoyo reducido a una pequeña superficie sobre la parte delantera, corresponde a presiones muy elevadas; el rozamiento se efectúa entonces frecuentemente de madera ensebada sobre madera ensebada con un calentamiento tan importante que a veces el camino de deslizamiento se carboniza y llega a inflamarse.

C) Valores numéricos y prácticos.

En razón a la complejidad del conjunto del fenómeno que influye globalmente en el valor del coeficiente de rozamiento, los valores numéricos de este coeficiente son bastante inciertos y pueden variar en particular según las disposiciones del camino de lanzamiento. Su estimación se hace por análisis de las medidas hechas en el curso de lanzamiento precedentes.

Para efectuar los cálculos de lanzamiento, mientras se pueda suponer que el sebo no ha sido expulsado completamente (que es el caso antes que el giro), se adopta la ley.

$$f = \frac{K}{\sqrt{P}}$$

Donde P= presión por cm² sobre la superficie de deslizamiento con K= 0.07 en la salida, y K=0.04 en la marcha (según que la temperatura sea baja ó elevada y según la experiencia del astillero).

Se ve que es preciso una cierta presión de apoyo para reducir el rozamiento.

Con las presiones de apoyo admitidas normalmente, de 1.9 a 2.6, f en la marcha es del orden de 0.025.

La table No. 01 da datos reales de lanzamiento con indicación

de presiones medias específicas. (Al final del sub-capítulo 1.C)

Esta ley se ha deducido del análisis de un cierto número de lanzamientos, efectuados sin tener en cuenta el efecto de la presión atmosférica sobre la superficie de deslizamiento.

No obstante es corriente hacer ensayos de lanzamiento, en los que se reproducen las condiciones reales.

Para ello se emplea un trozo de anguila de 1 a 1'5 m. de longitud, que se carga con lingote bien centrado hasta conseguir la misma presión específica. Se le aguanta en estas condiciones el mismo tiempo que ha de esperar el buque en el momento de la botadura, y luego se dispara, midiendo las aceleraciones.

1.C.5 Cargas por cm².

Es preciso reducir el reblandecimiento de la grasa y su expulsión.

Para evitar la expulsión de grasa en los lanzamientos con poca pendiente, no deben ser hechos más que en climas fríos, con una presión pequeña de 2 a 3 Kg/cm². los lanzamientos fracasados por detención del barco tenían todos una pendiente muy pequeña.

Una gran pendiente se presta a grandes presiones si el clima es muy frío; el buque desciende rápidamente, la transmisión del calor no se hace tan rápidamente en el sebo para que el rozamiento se eleve hasta el punto de detención del movimiento, sin embargo los esfuerzos de giro son muy importantes y el frenado es difícil.

Una gran pendiente con carga pequeña se impone en climas muy cálidos, donde se puede temer la expulsión de la grasa.

Para las imadas con brusca, el aumento de la pendiente tiene a compensar el incremento del coeficiente de rozamiento a medida que aumenta el recorrido.

El empleo de grasas sintéticas permite elevar sensiblemente las cargas límites por cm^2 , incluso en tiempo cálido.

Para barcos pequeños, con el objeto de conseguir a la vez una carga por cm^2 suficiente para reducir el coeficiente de rozamiento al principio del recorrido y una anchura de superficie de apoyo conveniente para la estabilidad, se tiene que emplear a veces un incremento del peso por lastrado.

T A B L A 01
EJEMPLO DE DETALLES DE BOTANIPA

DATOS GENERALES		No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6
TIPO DE BARCO		Barco de carga	Barco Tanque	Barco de Pasaje	Barco Tanque	Barco de Carga	Scotrain
Eslora (en mts.)		141,7	160	220	160	228,6	141
Peso durante lanzamiento, incluido cuna (tons.)		4,200	6,624	16,530	5,900	22,800	5,000
Temperatura ambiente duran te botadura (°C)		1	11	(agosto)	(julio)	23	(marzo)
Ancho efectivo de las imas- das. (cm.)		98,8	116,8	228,6	111,7	269,5	99
DATOS OBSERVADOS Y CALCULADOS							
Presión específica inicial sobre la grasa calculada - Kg./cm ² .		2,5	1,89	1,90	1,82	2,10	2,40
Presión específica máxima sobre final grada, Tons/m ² .		27,3	20,6	20,7	19,9	26,2	17,5
Presión específica máxima al girar. (Ton./m ²)		-	-	56,86	-	96,23	63,42

FUERZAS QUE ACTUAN DURANTE LAS DIFERENTES FASES DE LANZAMIENTO

Sub-Capítulo 1.D

1.D.1 Fuerzas

Cuando el buque comienza a deslizarse sobre la grada, el movimiento que debe estudiarse es el de resbalamiento de la cuna de lanzamiento sobre las imadas, las fuerzas en acción en este caso son solamente el "peso" del barco con su cuna, la reacción de las imadas y su punto de aplicación.

Previsión del peso en el lanzamiento.

Se determina de antemano el peso total botado, así como también la posición de su centro de gravedad, correspondiente:

- Al total de los pesos montados (deducidos del cuaderno de registro de pesos puesta al día por el Astillero, y de la lista de los pesos que quedan por embarcar hasta el lanzamiento).
- Al peso del material de construcción (andamios, madera, apuntalamientos provisionales, utillaje) y personal que permanecerá a bordo.
- Al peso de lastre eventual.
- Al peso de las partes del dispositivo de lanzamiento ligadas al buque.

EJEMPLO DE CONDICION DE LANZAMIENTO

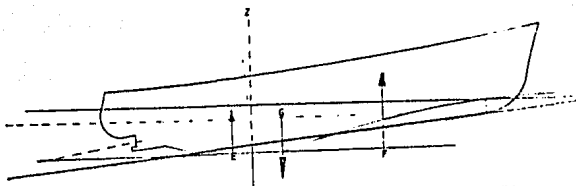
BUQUE GRANELERO DE 22,000 T.P.M.

	<u>TONS.</u>
Aceros	4,350.00
Motor prop.	440.00
Grupos Auxiliares	54.00
Anclas y cadenas	101.00
70% maquinaria Ca. máquinas	43.80
Servo	8.50
Maquinaria cubierta	26.80
40% Polines y tanques, etc.	32.00
30% Servicios	30.90
Bomba emergencia	5.00
Pinturas	11.00
Línea de ejes	40.00

Total buque	5,143.00
Cuna	187.00

Total	5,330.00

Durante el deslizamiento del buque llega un instante en que el agua empieza a mojar la cuna de lanzamiento, a continuación conforme se va introduciendo la popa en el agua aparece una fuerza de "empuje" y el sistema lo forman el peso del buque y su cuna, el empuje y la reacción sobre las imadas.



EQUILIBRIO DE FUERZAS DURANTE LA PRIMERA FASE DE LA BOTADURA.

Empuje durante el lanzamiento.

Vamos a calcular los diferentes calados en la perpendicular de popa para distintas posiciones del buque en el descenso por la grada. Supondremos que esta es recta.

Sea el buque de la figura en el descenso por la grada, vamos a fijarnos en el recorrido del punto A, que se mueve paralelamente en la grada.

Supongamos :

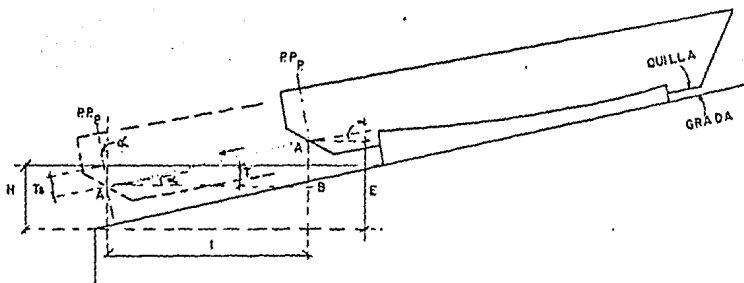
m : pendiente de la grada en %

E : Altura de la quilla en el punto A por encima del nivel del agua.

H : Altura del agua sobre el extremo de popa de la antegrada.

t : Recorrido horizontal del buque en el descenso.

α : Angulo de inclinación de la quilla.



De acuerdo con esto, el calado en la perpendicular de popa antes que esta comience a levantarse por efecto del giro, sera :

$$T_s = \frac{T}{\cos \alpha}$$

Pero

$$T = m.t. - (E-H)$$

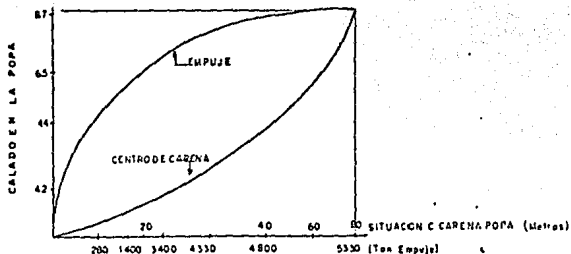
El calado correspondiente de la proa será :

$$T_b = T_s - L.tg \alpha,$$

Siendo L la eslora entre perpendiculares, este último calado será negativo hasta que toda la eslora de la quilla se haya sumergido.

Por medio de las curvas de Bonjean, podemos calcular el empuje y la situación del centro de carena para varias flotaciones inclinadas correspondientes a diversos calados a popa T_s . Estos resultados podemos representarlos en la curva siguiente.

Utilizando la expresión anterior de T_s y las curvas que acabamos de citar, podemos encontrar, para cualquier altura de agua sobre la ategrada y cualquier camino repetido hasta que gire la popa, los valores del empuje y la posición longitudinal del centro de la carena.



Si la grada tiene una cierta curvatura, como sucede a menudo, el ángulo de inclinación de la quilla varía durante el recorrido de la grada. El cálculo de los calados, entonces no es tan sencillo como hemos visto anteriormente.

Influencia de la curvatura de las gradas.

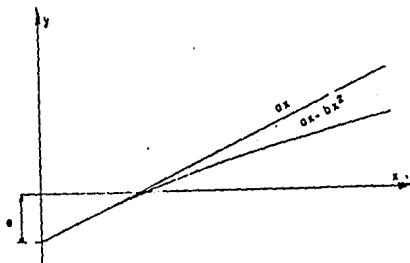
Con objeto de mantener la proa lo más bajo posible durante la construcción, la pendiente de las imadas fijada debe ser pequeña, pero suficiente sin embargo para evitar que el buque se detenga sobre la corredera. Si se usan imadas rectas de poca pendiente, es necesario extenderlas bastante para evitar la arfada, pues el empuje al principio es pequeño, por serlo el volumen sumergido.

Una manera de vencer esta dificultad consiste en usar imadas con curvatura en el sentido de la pendiente. Además, es importante tener en cuenta que la pendiente para la posición inicial del centro de gravedad del barco debe ser lo suficientemente grande como para asegurar una partida rápida.

Cuando se usan imadas con curvaturas, el movimiento, una vez comenzado, es más rápido y al mismo tiempo, por ser mayor la pendiente al final, es mayor el empuje de la parte sumergida disminuyen-

do el peligro de arfada. Su mayor inconveniente es aumentar la presión en los santos de proa al girar el barco, pues la altura de la cuna sobre las imadas es mayor.

Aunque teóricamente se requiere una grada con sección circular de gran radio para conseguir las curvaturas suficientemente planas que necesitamos, la diferencia entre el arco de una parábola y el arco de un círculo es insignificante y las matemáticas sobre un arco parabólico son más sencillas que sobre un arco de círculo para ello, es preferible, al hablar de gradas con curvaturas, utilizar arcos de parábolas.



Para el perfil de la figura, la ecuación sería:

$$y = e + a.x - b.x^2$$

donde " e " es la elevación al extremo de popa de la grada y " a " es la pendiente de las gradas en ese extremo.

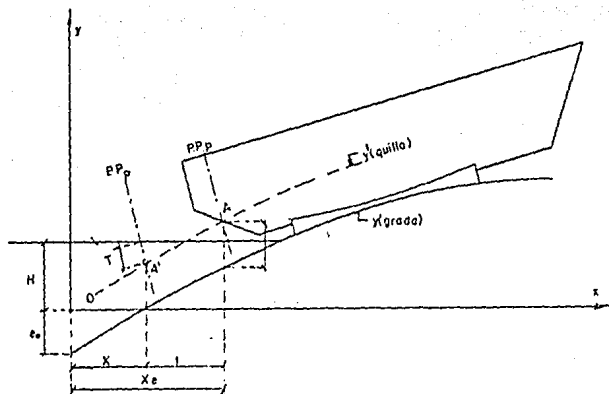
Si R es el radio de la curvatura de la parábola en el punto de pendiente cero (punto es que la línea que contiene el radio de curvatura es vertical) podemos ver que :

$$b = \frac{1}{2.R}$$

Entonces :

$$y = e + a.x - \frac{x^2}{2.R}$$

A partir de aquí, vamos a calcular los calados a popa en el buque a medida que se desciende por la grada.



Quando la perpendicular de popa se mueve desde A hasta A', la ordenada Y' correspondiente al punto A' será igual a la distancia "N" fija entre las curvas de la grada y la de la trayectoria de la quilla, más la ordenada "Y" correspondiente a la vertical A', pero sobre la curva de la grada.

Es decir $Y' = n + y$

Por lo tanto, la ecuación de la curva Y' del movimiento del punto A será:

$$y' = (n + e_0) + a \cdot x - \frac{x^2}{2 \cdot R}$$

También podemos poner :

$$x = x_0 - t$$

$$T = H - Y'$$

Donde :

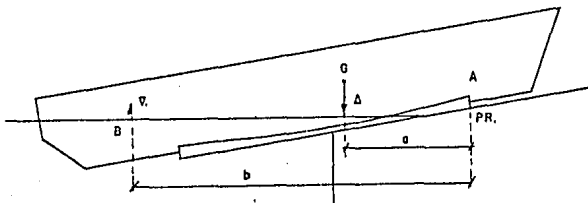
t : camino recorrido en horizontal

H : altura del agua sobre la antegrada

T : calado vertical de la perpendicular de popa.

Por lo tanto, podemos calcular para cualquier punto de A' - el calado en popa y, consecuentemente, su valor correspondiente en -- proa.

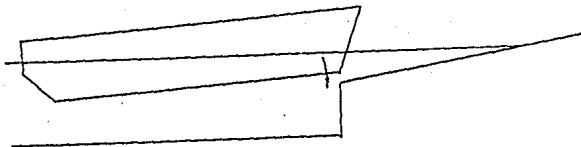
Cuando el momento del empuje con relación al extremo de proa de la cuna de lanzamiento o anguilas es igual al del peso con respecto al mismo punto, o lo que es lo mismo, cuando pase por el la reacción de las imadas, se iniciará el giro de buque en el punto PR. El buque quedará apoyado solamente en la parte de proa por medio de un contrate especialmente estudiado que le llaman "santos ó apóstoles".



Saludo

Iniciado el giro, el buque continúa descendiendo. Llegará un punto en que todo el buque despegará de la grada flotando ya libremente.

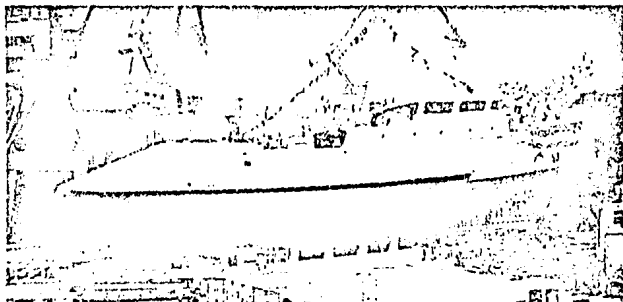
Este movimiento será suave si la altura de agua sobre el extremo de popa de las imadas es igual o menor que el calado de proa del buque. Si no hay altura suficiente, inicia una cabezada por encontrarse la cuna sin el apoyo de la imada, movimiento que recibe el nombre de Saludo.



1.D.2 Fases

Durante el lanzamiento se distinguen cinco fases ó periodos perfectamente diferenciados.

- 1º Periodo durante el cual apoya toda la cuna sobre la grada sin que el agua toque al barco ó a el armazón que lo soporta hasta que la cuna entre en el agua.
- 2º Desde que el agua empieza a mojar la cuna hasta que el buque inicia el giro alrededor del extremo de proa de dicha cuna.
- 3º Periodo durante el cual el buque solo se apoya longitudinalmente en un punto.
- 4º Desde que la cuna deja de apoyarse en la grada hasta que empiezan a actuar los dispositivos que frenan al buque (retonidas).
- 5º Periodo comprendido desde que empiezan a actuar las retonidas hasta el momento en que se detiene el barco.

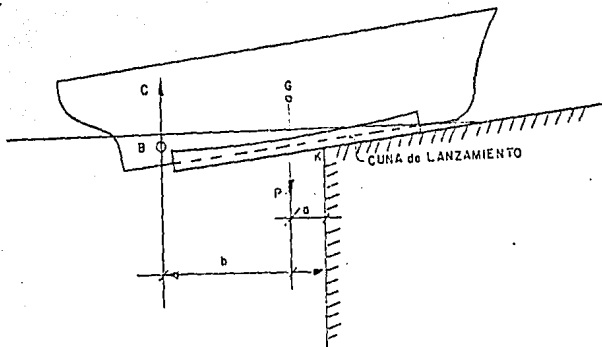


Se aprecian fases 1,2 y 4 de Lanzamiento.

1.D.3 Momentos críticos.

Si se analizan los esfuerzos que tiene que soportar la estructura del buque o resistir la grada, hay dos momentos críticos :

El primero empieza en cuanto el centro de gravedad del buque mas su cuna pasa por el extremo de la basada. En ese instante, por ser muy pequeño aún el empuje producido por la parte sumergida del buque - puede tender a girar alrededor de la corredera con la natural concentración de esfuerzos en dicho punto. La fig. muestra lo dicho, ya que si $P.a > C.b$ el barco tiende a girar alrededor del punto K; este giro se denomina "arfada".



El segundo existe cuando el empuje a popa es suficiente para empezar a levantar el barco, es decir, separarlo de la grada. El buque como consecuencia de esto empieza a girar alrededor del extremo de proa de la zapata ó anguilas, y si el empuje producido aún no es muy grande, nace una presión considerable en la proa debido a que la fuerza de reacción se reparte sobre una superficie muy pequeña. El comienzo de este giro vendrá definido por el momento de las fuerzas - del peso y empuje con respecto al extremo de proa de la cuna. En cuanto el del empuje es mayor que el del peso empieza el giro.

FACTORES Y VARIABLES QUE DETERMINAN EL LANZAMIENTO

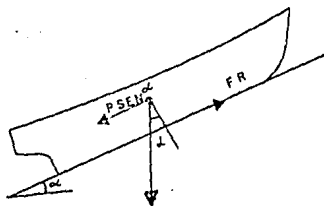
Sub-Capítulo 1.E

1.E.1 La teoría general del lanzamiento.

La teoría del lanzamiento se reduce a la de un sólido que se desliza por un plano inclinado, y cuyo movimiento está afectado por el amortiguamiento producido por un fluido. La anulación de la velocidad se consigue por este amortiguamiento, aunque en algunos astilleros se combina con el empleo de retenidas.

En las fases vistas en el capítulo anterior la primera que comprende desde que el buque inicia su movimiento hasta que el agua empieza a tocar la cuna, tiene como ecuación de movimiento :

$$F_1 = P \operatorname{Sen} \alpha - F_R$$



$$\text{Donde } F_R = P \operatorname{Cos} \alpha \cdot f$$

f = Coeficiente de rozamiento.

$$\frac{P}{g} \cdot a = P \operatorname{Sen} \alpha - P \operatorname{Cos} \alpha \cdot f$$

$$\text{Aceleración } a = g (\operatorname{Sen} \alpha - f \operatorname{Cos} \alpha)$$

$$\delta \frac{dv}{dt} = g (\operatorname{Sen} \alpha - f \operatorname{Cos} \alpha)$$

Por lo tanto para que se inicie el movimiento :

$$\text{Sen } \alpha - f \text{ Cos } \alpha > 0$$

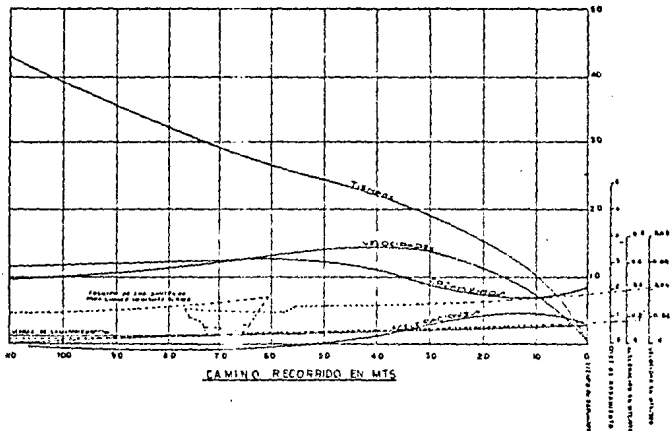
$$\text{tg } \alpha > f$$

Es decir la pendiente de la grada debe ser superior al coeficiente de rozamiento inicial.

Como se ha indicado el coeficiente de rozamiento estático es mayor que el dinámico, por lo que a veces para romper el coeficiente de rozamiento estático y hacer que el buque inicie su movimiento se utilizan pistones hidráulicos.

La forma de variación de la aceleración y la velocidad no difiere fundamentalmente de unos buques a otros. En el gráfico figuran datos reales de lanzamiento de diversos buques.

CURVAS DEDUCIDAS DEL MOVIMIENTO DEL BUQUE DURANTE EL LANZAMIENTO



Una estimación a priori de estos valores, se hace partiendo de las pruebas de grasas, teniendo en cuenta los resultados de la comparación entre los valores reales de anteriores lanzamientos y las deducidas de las correspondientes pruebas de grasa.

1.E.2 Variables

Las variables fundamentales que determinan el lanzamiento son: el peso (p), la situación del centro de gravedad (c. de g.), la pendiente de la basada (\sim) y la altura de la marea (h), que tiene que dar una solución óptima para los tres problemas parciales de: arfada, giro y estabilidad.

Aquellas variables influyen en el lanzamiento de la forma siguiente:

a) el peso (p), conviene en general, que sea lo menor posible pues disminuye el peligro de arfada y el valor de la reacción en el momento del giro, siendo también menores los esfuerzos estructurales. Se logra asimismo, una menor superficie de contacto entre anguilas e imadas.

Conviene en lo posible, evitar concentraciones locales de pesos, los cuales pueden justificarse solamente por razones de arfada ó pivotamiento como luego veremos; y en casos especiales por botarse con la maquinaria a bordo.

b) La posición del (C. de G.), es la que corresponde al peso de lanzamiento.

Se traslada a veces a proa para evitar la arfada ó a popa para disminuir la reacción en el giro. Su situación en altura está limitada por la estabilidad. Estas modificaciones en la posición de (C. de G.), se logran solo aumentando el peso (p) contra lo que conviene según hemos indicado en a).

c) La pendiente (α) de las imadas tiene influencia decisiva de efecto dinámico.

d) Forma de la basada.

Generalmente suele ser plana la basada aunque a veces se hace convexa, constituyendo una superficie cilíndrica de generatrices horizontales perpendiculares a la trayectoria, y sección recta circular.

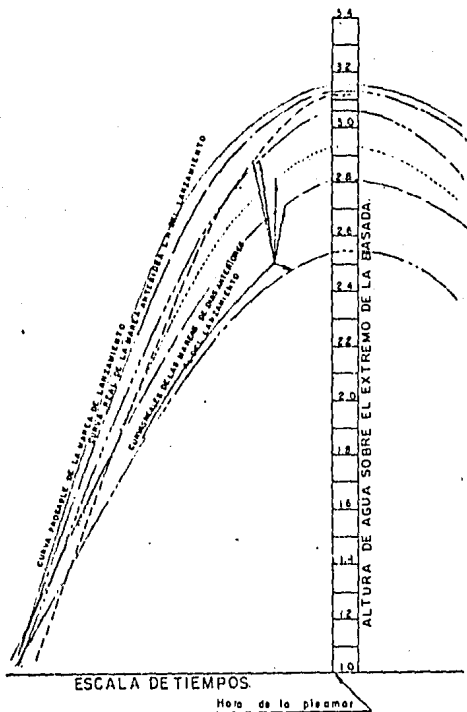
La basada convexa tiene la ventaja de conseguir; 1ro.) una retención más fácil del buque antes de iniciar el movimiento, 2do.) garantía de que no se detendrá durante la marcha y 3ro.) aumento de flotabilidad de la parte sumergida, debido a la mayor pendiente en el extremo de popa, anticipando el instante del giro, lo que equivale a una mayor altura de marea. Tiene el inconveniente de aumentar la reacción en el giro, así como su rapidez de variación y disminuir, para el valor medio de la pendiente, el esfuerzo de arranque.

La pendiente de la grada se determina en relación al peso de los buques que van a ser lanzados de forma que a mayor desplazamiento se corresponda menor pendiente de basada.

e) La altura de marea debe ser la precisa para evitar la arfada ó un saludo peligroso.

Inicialmente se realiza un cálculo aproximado a través de las tablas de marcas.

— CURVAS DE MAREAS —



Los días anteriores al lanzamiento se realizan tomas de datos de alturas de agua en el extremo de la basada a diversas horas del día, dibujándose la curva probable de la marea de lanzamiento, como se indica en ejemplo anexo.

CÁLCULOS QUE SE REALIZAN.

Sub-Capítulo 1.F

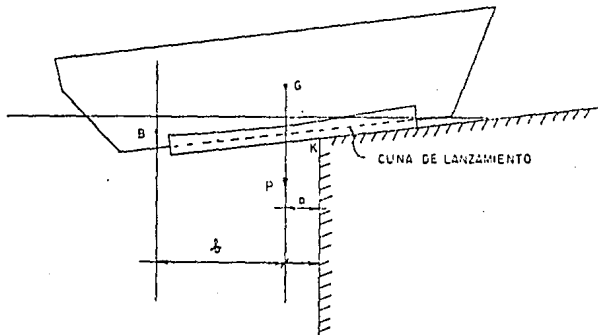
1.F.1 Estudio estático del lanzamiento.

En los cálculos de lanzamiento es costumbre tratar el problema como si fuera de estática. Las fuerzas que actúan y que por consiguiente es necesario estudiar son:

1) El empuje de la parte sumergida del buque y su cuna de lanzamiento que actúa verticalmente hacia arriba. Su punto de aplicación es el centro de gravedad del volumen sumergido.

2) El peso del buque y la cuna de lanzamiento que actúa verticalmente hacia abajo a través del centro de gravedad del conjunto.

3) La reacción de las imadas cuyo valor vendrá dado por la diferencia entre el peso y el empuje.



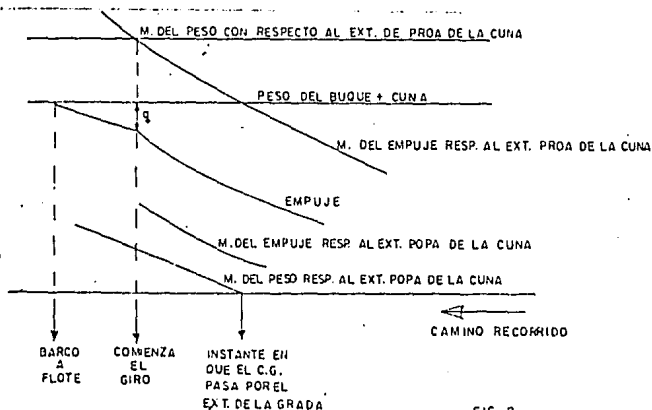
Este sistema de fuerza queda reducido a una resultante nula y a un par. Si se toman momentos con respecto al extremo de popa de la grada de lanzamiento, en realidad es de las imadas, es decir, de los puntos sobre los que se apoya la cuna, puede que el buque tienda a levantar la proa de la grada ó a lo contrario. En el primer caso

que es cuando el momento del peso con respecto a ese punto es mayor - que el del empuje, se dice que existe momento de arfada. Este momento sólo puede darse cuando el centro de gravedad del buque ha pasado del punto K de la figura , pues antes los momentos del peso y empuje son del mismo sentido y tienden a apoyar el buque sobre la grada. Si el buque debido al momento de arfada gira alrededor de K, la reacción pasará por dicho punto, por ser el único de contacto, y la carga a la que estará sometida la zona de la cuna, y por tanto del barco en ese instante será muy grande.

Por lo tanto para el estudio del lanzamiento, es necesario trazar unas determinadas curvas que representen en función del recorrido del barco a lo largo de la grada, los valores de las fuerzas y momentos.

Su análisis permite deducir las características principales del movimiento del buque en su lanzamiento.

En el método que se indica a continuación las curvas que se dibujan son las del peso, empuje, momento del peso con respecto al extremo de proa de la cuna, momento del peso con respecto al extremo de popa de la cuna y los momentos del empuje con respecto a los mismos puntos que se han tomado los del peso.



- FIG. 2 -

Una forma típica del diagrama resultante de trazar estas -- curvas puede verse en que "q" representa la reacción máxima sobre el extremo de proa de la cuna.

En el lanzamiento, cuyas curvas son las de la figura anterior, no habrá arfada, y la diferencia entre las curvas de los momentos del empuje y el peso respecto al extremo de popa de la cuna se -- llama momento de contra-arfada.

Construcción de las curvas de lanzamiento.

La curva del peso se obtiene a partir de los del buque más -- el de su cuna de lanzamiento; su valor no se modifica durante el descenso del buque. Una vez hallada la posición del centro de gravedad -- del buque más su cuna, se calculan los momentos del peso con respecto al extremo de proa de su cuna, que no varía durante el descenso y con respecto al extremo de la grada. Estos cálculos no ofrecen ninguna -- dificultad.

El empuje y el centro del empuje se determina calculando, -- para diversas posiciones del descenso del buque, el volúmen sumergido, o agua desplazada y el centro de gravedad de dicho volúmen.

Datos reales de cálculo estático de un buque granelero de 22,000 T.P.M.

En la tabla I se han determinado los calados que tiene el -- buque en diferentes secciones conforme va deslizándose y se tomarán -- datos cada 5 metros de recorrido del buque sobre las inadas lo que -- permite calcular el volúmen desplazado en cada recorrido y el centro -- de gravedad ó centro de carena de cada uno de estos volúmenes como se detalla en la tabla II, puesto que conocemos los valores del peso del buque su cuna y su centro de gravedad podemos a través de la tabla II determinar en que recorrido se produce el giro.

1.F.2 Estudio dinámico del lanzamiento.

Una vez estudiado el problema del lanzamiento en su carácter estático se acostumbra a aplicar el cálculo considerando que las fuerzas y momentos están influenciados por la inercia del barco y su cuna y los movimientos del agua, y así determinar la aceleración del barco y su cuna durante el movimiento.

Su estudio es debido a que, en el lanzamiento de grandes barcos en zona muy limitada, es necesario conocer la trayectoria del barco con objeto de evitar su choque contra tierra.

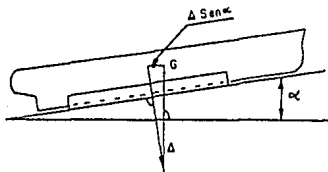
Es preciso, para analizar la dinámica del lanzamiento, determinar la aceleración del barco y cuna durante su movimiento.

Inicialmente el buque se encuentra sin movimiento debido a la sujeción, que le ofrece las "llaves de retenida". Las fuerzas -- que actúan en la dirección de la grada; la componente del peso $P \text{ Sen} \alpha$, la fuerza de rozamiento F_R y la fuerza aplicada en estas llaves encontrándose el sistema en equilibrio.

Cuando caen las llaves las únicas fuerzas que actúan son la componente del peso y la fuerza de rozamiento y siendo la anterior ma yor, la ecuación del movimiento resulta $F = F_1 - F_R$ de donde:

$$\frac{d v}{d t} = \text{Sen } \alpha - f \text{ Cos } \alpha$$

Donde f es el coeficiente de rozamiento y α la pendiente de la grada.

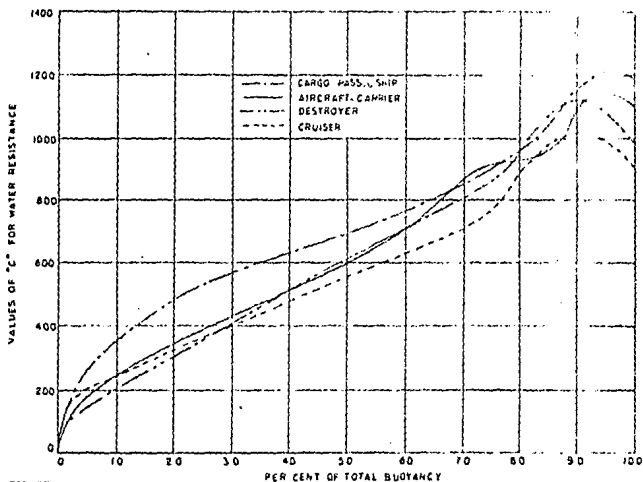


En el caso de buques grandes lanzados en Guaymas el valor J se tomó 0.02 de acuerdo con datos obtenidos de lanzamientos similares como coeficiente estático y de 0.015 como coeficiente dinámico, la pendiente α de las imadas era de 5.8 por ciento.

En la fase en la que el buque empieza a introducirse en el agua, aparece la fuerza de resistencia del agua sobre la cuna y el buque proporcional al cuadrado de la velocidad $R = K V^2$ donde K es un coeficiente de valor.

$$K = \frac{\Delta^{3/5}}{C}$$

De acuerdo con la fórmula expresada en el artículo de "SOME Practical Aspect of Ship Launching" de Harrison Andrew siendo c un coeficiente numérico establecido en ese artículo y que varía con el valor en tanto por ciento del empuje en cada momento en relación al peso total.



Este gráfico fue tomado de un artículo de Harrison Andrew sobre el lanzamiento de buques.

Al final de cada recorrido la velocidad se determina mediante la fórmula :

$$V = \sqrt{V_1^2 + \frac{2gs \cdot \{ (p - \Delta) [\text{Sen } \alpha - \text{Cos } \alpha] - R \}}{P}}$$

V_1 es la velocidad al principio de cada espacio considerado que trata de ir frenando el buque.

Conforme la velocidad del buque va disminuyendo, esta fuerza se va reduciendo también por lo que es preciso recurrir normalmente a sistemas de retenidas para la completa detención del buque.

Estas retenidas cuando son del tipo de rastras o tramos de cadena constituyen una nueva fuerza de rozamiento de valor.

$$F_2 = K P_2$$

Donde K es el coeficiente de rozamiento de las retenidas sobre la grada y fondo marino y P_2 el peso de estas retenidas.

Se considera que el buque está prácticamente parado cuando lleva una velocidad de 1 m/seg. o menor.

A través del cálculo dinámico del lanzamiento se determina el espacio en el cual ya el buque reduce su velocidad hasta llegar a 1 m/seg. y por tanto la necesidad ó no de utilizar retenidas.

La tabla III presenta los cálculos realizados para el lanzamiento dinámico de un buque de 22,000 T.P.M., determinando los diversos valores en cada 5 metros de recorrido del buque sobre las imadas.

En ella se puede apreciar que el buque se encontraba prácticamente parado al recorrer 430 metros.

Otros cálculos

1.F.3 Estabilidad durante el lanzamiento

Otros de los cálculos precisos de realizar durante el lanzamiento son los relativos a la estabilidad del buque desde que entra en el agua hasta que se encuentra en flotamiento.

Cálculo de presiones medias.

Se determinan tanto en la situación inicial en la que el buque apoya toda su cuna sobre las imadas, a fin de no sobrepasar los datos medios indicados de 2.6 Kg/cm^2 , como en el instante de giro en el cual el buque ejerce toda su reacción sobre los patines.

(Nota : ver tabla No. IV al final del capítulo).

1.F.4 Presentación de los resultados.

Para el caso real de lanzamiento en Guaymas, de buques de 22,000 T.P.M. se obtuvieron los siguientes resultados.

(Nota : ver tabla No. V al final del capítulo).

T A B L A N º I .

Calados para un buque de 22.000 T.P.M.

		RECORRIDOS													
Sección		0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	POSIC
	POSICIONES DE LA PERPENDICULAR DE POPA AL EXTREMO (MADAS)														
		-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	
		CALADOS													
0															
1		0595	088	117	146	175	204	233	262	291	320	349	378	407	
2		015	044	073	102	131	160	189	218	247	276	305	334	363	
3				0265	0575	0885	1195	1445	1735	2025	2315	2605	2895	3185	
4					013	042	071	100	129	158	187	216	245	274	
5							0265	0555	0845	1135	1425	1715	2005	2295	
6								011	040	069	098	127	156	185	
7										0245	0515	0825	1115	1405	
8											009	038	067	096	
9													0225	0515	
10															007
11															
12															

T A B L A N º I I .

DESPLAZAMIENTOS Y DISTANCIAS DEL C. DE CARENA AL CENTRO DEL PATIN

SITUACION DE LA Pop CON RESPECTO AL EXTREMO DE LA PADA (Los valores negativos son a proa de dicho extremo)

SITUACION	- 25		- 20		- 15		- 10		- 5		0		5		
	AREA	MOMENTOS	AREA	MOMENTOS	AREA	MOMENTOS	AREA	MOMENTOS	AREA	MOMENTOS	AREA	MOMENTOS	AREA	MOMENTOS	
	140.11														
1	0.75	137.41	99.3	1.5	198.61	2.5	331	2.5	463.4	4.5	535.8	5.5	728.3	6.5	860.7
2	1.25	124.71	155.88	3.5	436.48	6.0	743.2	8.75	1031.2	11.5	1434.2	14.5	1809.3	17.5	2182.4
3		117.01				3.75	438.8	7.75	506.8	12.0	1101.1	16.5	1533.7	21.5	2515.7
4		109.31						2.4	262.3	7.3	352.6	13.2	1442.9	19	2075.9
5		101.41									5.25	531.5	11.5	1168.5	
6		33.91											2.4	228.4	
7															
8															
9															
10															
11															
12															
13															
14															
15															
16															
17															
18															
19															
20															
21															
22															
23															
24															
25															
26															
27															
28															
29															
30															
31															
32															
33															
34															
35															
36															
37															
38															
39															
40															
41															
42															
43															
44															
45															
46															
47															
48															
49															
50															
51															
52															
53															
54															
55															
56															
57															
58															
59															
60															
61															
62															
63															
64															
65															
66															
67															
68															
69															
70															
71															
72															
73															
74															
75															
76															
77															
78															
79															
80															
81															
82															
83															
84															
85															
86															
87															
88															
89															
90															
91															
92															
93															
94															
95															
96															
97															
98															
99															
100															

T A B L A N.º III.

LANZAMIENTO DINAMICO

CATEG.	FUERZA POPULANTE Y TRABAJO						RESISTENCIA			VELOCIDAD					
	RESISTENCIA		POBLAMIENTO		TRABAJO		ECONOMIZADA			(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)
RESISTENCIA MPS	ESFUERZO MPS	TRABAJO MPS	RESISTENCIA MPS	ESFUERZO MPS	TRABAJO MPS	RESISTENCIA MPS	ESFUERZO MPS	TRABAJO MPS	RESISTENCIA MPS	ESFUERZO MPS	TRABAJO MPS	RESISTENCIA MPS	ESFUERZO MPS	TRABAJO MPS	RESISTENCIA MPS
BAYAS	1	1	15.5	0.02	53.0	202.54	—	—	—	20.54	0.01	2.24	2.20	1.45	
	5.2	3.2	15.8	0.07	521.8	228.53	0.25	12.1	1.22	227.33	0.027	2.667	4.695	2.21	
	11.2	5	39.5	"	2799.5	227.45	0.74	14.5	1.24	223.2	0.0184	4.107	5.0	3.0	
	16.2	5	96.8	"	5733.2	225.07	1.854	20.4	10.71	216.37	"	3.954	12.95	3.6	
	21.2	5	177	"	6152	221.58	2.19	20.7	20.17	201.47	"	3.124	16.45	4.07	
	26.2	5	282.2	"	5042.8	217.01	5.29	24.1	27.31	187.2	"	2.431	20.14	4.48	
	31.2	5	424.1	"	4.995.8	210.52	8.14	33.5	27.47	173.64	"	1.764	23.32	4.93	
	36.2	5	619.4	"	4705.6	202.56	11.62	38.0	18.48	154.07	"	2.424	26.15	5.11	
	41.2	5	832.4	"	5496.4	192.35	15.44	44.0	17.25	130.9	"	2.56	28.65	5.37	
	46.2	5	1093.5	"	4.231	181.91	20.5	49.0	42.8	114.26	"	2.10	32.75	5.15	
	51.2	5	1786.4	"	3943.6	169.57	26.01	53.5	77.7	91.47	"	1.69	32.44	5.43	
	56.2	5	2714.2	"	3615.7	155.47	32.76	58.0	87.14	68.33	"	1.257	33.43	5.81	
	61.2	5	3885.4	"	3244.4	129.1	39.13	62.0	96.48	43.01	"	0.79	34.48	5.97	
	66.2	5	5478.4	"	2814	127.6	46.1	66.5	70.2	33.35	"	0.35	34.93	5.9	
	71.2	5	7924.6	"	2.054	123.43	54.47	72.0	107.6	4.17	"	0.074	35.71	5.83	
76.2	5	11029	"	1727	62.91	62.1	79.2	107.9	2.132	"	0.41	34.27	5.84		
81.1	2.5	1574	"	1474	40.86	73.22	85.4	124.4	4.6	0.115	0.78	33.11	5.73		
PUNTA FLUJE	86.1	5	2020	"	1310	16.32	71.47	91.0	101.2	44.3	0.154	0.92	32.85	5.72	
	91.1	5	2724	"	1204	11.77	79.21	94.1	97.82	44.26	"	0.84	31.84	5.64	
	96.1	5	4232	"	1098	47.21	72.4	94.2	74.15	44.9	"	0.84	30.97	5.56	
	101.1	5	6336	"	952	42.65	61.33	94.5	70.92	45.27	"	0.82	30.04	5.48	
	106.1	5	8444	"	886	28.09	53.25	101.6	67.0	44.77	"	0.50	29.18	5.40	
	111.1	5	10550	"	790	22.54	41.34	105.6	62.48	44.37	"	0.40	28.28	5.32	
	116.1	5	14416	"	674	20.11	37.45	109.5	73.29	47.1	"	0.31	27.37	5.24	
	121.1	5	17662	"	568	24.42	49.24	110.0	76.17	42.15	"	0.26	26.41	5.16	
	126.1	5	23518	"	442	10.87	91.23	118.1	68.73	44.72	"	0.21	25.70	5.08	
	131.1	5	2974	"	354	11.31	34.27	120.0	66.76	43.45	"	0.20	24.77	4.98	
	136.1	5	3640	"	270	10.77	35.1	121.8	64.84	44.11	"	0.19	23.56	4.85	
	141.1	5	4384	"	144	9.43	57.3	123.2	62.94	44.25	"	0.02	22.84	4.75	
	146.1	5	5220	0.01	0	0	102	11.80	43.35	43.35	0.0279	0.63	20.01	4.57	
	TOTAL	146	11.9	5370				14.0		15.75	15.75	0.043	0.53	18.78	4.24
		170	10							11.67	11.67	0.044	1.16	16.82	4.26
182		10							26.44	26.44	0.076	1.67	14.82	3.75	
192		12							41.7	41.7	"	1.50	13.05	3.55	

CALCULO DE LAS PRESIONES MAXIMAS Y MEDIAS

$$\frac{1}{2} < \frac{X}{L} < \frac{2}{3}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{P \cdot A \cdot \text{Acces}^2}{L} \left(\frac{3X}{L} - 1 \right)$$

$$\frac{1}{3} < \frac{X}{L} < \frac{1}{2}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{P \cdot A \cdot \text{Acces}^2}{L} \left(2 - \frac{3X}{L} \right)$$

$$0 < \frac{X}{L} < \frac{1}{3}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{P \cdot A \cdot \text{Acces}^2}{30X}$$

Recorrido	Δ	$P \cdot \Delta$	L Longitud de cuna sobre los imcotas	X Punto de aplicación de la resultante al extremo IV del pólio	Presión máxima	Presión mínima	Presión media
0	15.8	5314.2	132.1	77.72	2.69	0.83	1.76
10	96.8	5233.2	132.1	76.95	2.59	0.87	1.73
20	282.0	5077.2	132.1	75.27	2.37	0.97	1.67
30	619.4	4710.6	132.1	72.33	2.0	1.11	1.56
40	1098.5	4231.5	129.81	67.90	1.63	1.22	1.43
50	1714.3	3615.7	119.81	61.51	1.42	1.21	1.31
60	2478.6	2851.4	109.81	51.02	0.89	1.37	1.13
70	3400.9	1979.1	104.81	29.74	—	1.89	0.94

T A B L A N.º V

Resultados reales de un buque de 22.000 T.P.M.

Fecha	11-10-82	
Marea base para los cálculos sobre nivel referencial en Pés	2.2	
Marea-base sobre el nivel medio en Pés	0.7	
Altura de agua sobre el piso de la grada a 2ms del extremo en ms	4.22	
Pendiente de la grada	0.06	
Pendiente de las imadas	0.05807	
Pendiente de la quilla	0.6	
Longitud de las angustias laterales (Cuadernos 19-197) en mts	132.1	
Longitud de la angustia central (Cuadernos 11-41) en mts	22.5	
Ancho de las angustias en ms	1.143	
Área total de las angustias en cm ² A	31769.01	
Separación de las angustias laterales (Centro a centro) en mts	8.096	
Peso del buque en Tons	5.143	
Peso del lastre en Tons	187	
Peso aproximado de la cuna en Tons	5230	
Peso total de lanzamiento en Tons	5321	
Componente normal en Tons : $P \cos \alpha$	309	
Componente paralela en Tons : $P \sin \alpha$	1.62	
Presión media en Kgs/cm^2 : $P \cos \alpha / A$	0.02	
Coefficiente de rozamiento inicial : f	106	
Fuerza de rozamiento inicial en Tons : $P f \cos \alpha$	303	
Remanente paralela en Tons : $R = P \sin \alpha - f P \cos \alpha$	1400	
Reacción total en el giro en Tons : $P \Delta$	90.01	
Posición del punto de giro referido al extremo de la grada en mts	75.1	
Camino recorrido hasta que empieza el giro en mts	10	
Longitud del patín en mts	6.11	
Presión media sobre las ranuras de proa en el giro (Kgs/cm^2)	2.69	
Presión máxima en el extremo de las imadas (Kgs/cm^2)	125.000	
Momento mínima de contrarrotas en mts x Tons	58.00	
Distancia mínima de la resultante al extremo imadas	9.181	
Ángulo de C de G a popa de la maestra en mts	7.337	
Ordenada del C de G sobre la base en mts	124.92	
Altura metacéntrica transversal (flotando libremente) en mts	0.547	
Calados	a proa en mts	3.125
	a popa en mts	1.825
	media en mts	0.01674
Pendiente de la quilla a flote	0	
Brazal Base W	Imadas en mm	6
	Angustias en mm	3
	Patín superior parte baja en mm	3
	Patín inferior parte alta en mm	2.5
Desdoblamiento λ (con altura del)	Imadas en mm	2.5
	Angustias en mm	5.0
	Patín superior parte baja en mm	5.0
	Patín inferior parte alta en mm	5.0
Sistema de retenidos en Tons	5.57	
Velocidad máxima a 65 mts de recorrido en mts/seg	4.10	
Recorrido total del buque hasta que $V = 1 \text{ m/seg}$ en mts		

GRAFICA DE LANZAMIENTO Y EFECTO PRACTICO.

Sub-Capítulo 1-G.

1.G.1 Gráfica de lanzamiento estático.

Sobre un eje horizontal de referencia, con el origen en la vertical del extremo de popa de las imadas, como ordenadas se llevan los valores siguientes :

- 1.- Peso
- 2.- Desplazamiento ó empuje
- 3.- Momento del peso referido al extremo de proa de las anguilas ó al centro del patín (si lo lleva).
- 4.- Momento de desplazamiento referido al extremo de proa de las anguilas ó al centro del patín.

Para el trazado de las curvas se ha formado la tabla VI en la que se han obtenido los distintos valores cada 5 metros de recorrido del buque.

En la columna 1 se ha puesto la distancia del centro de gravedad del peso al extremo de proa de las anguilas, esta distancia es fija.

En la columna 2 se ha puesto la distancia del centro de gravedad al extremo de popa de la basada que se va disminuyendo de 5 en 5 metros.

En la columna 3 se ha puesto el centro de carena respecto a la proa de la anguila que va variando según los datos obtenidos en la tabla II del sub-capítulo 1-F.

En la columna 4 se ha colocado la distancia del centro de carena respecto al extremo de popa de la basada, y se obtiene mediante la operación $3-(1-2)$ considerando criterios de signos.

En la columna 5 se ha situado el peso del buque y su cuna - obtenida a través de los datos reales del buque. El peso es constante y por lo tanto su representación gráfica será una línea horizontal.

En la columna 6 se ha situado el desplazamiento ó empuje obtenido en la tabla II del sub-capítulo 1-F, y que va aumentando conforme en el buque se introduce en el agua hasta el giro.

En la columna 7 se calculan los momentos del peso referidos al centro del patín, como producto de las columnas 1 y 5, al ser ambas constantes darán en consecuencia una línea horizontal.

En la columna 8 se han calculado los momentos del desplazamiento referidos al centro del patín, como producto de las columnas 3 y 6. Cuando este producto llega a tener el mismo valor que el de la columna 7 se produce el giro como ya ha sido explicado anteriormente, identificándose cual ha sido el camino recorrido por el buque hasta este instante en el eje de abscisas.

En la columna 9 se expresa el momento del peso referido al extremo de popa de la imada, mediante el producto de las columnas 2 y 5, ya que en este caso la imada se prolongó hasta el extremo de la basada.

En la columna 10 se ha calculado el momento del desplazamiento referido al extremo de popa de la imada, mediante el producto de las columnas 4 y 6.

La mínima distancia entre las gráficas 9 y 10 se llama momento mínimo de contra-arfada, deberá comprobarse que estas dos curvas no llegan a cortarse dado que se produciría el riesgo de arfada.

La distancia entre las columnas 5 y 6 nos permite conocer el esfuerzo de reacción R de la imada sobre la cuna de lanzamiento, siendo de gran importancia conocer esta reacción cuando se produce el giro, para conocer la presión que se ejercerá sobre los patines. Cuando estas dos gráficas se cortan, es decir, cuando la reacción es ce--

no, el peso es igual al empuje y el buque se encuentra a flote.

Se anexa gráfica definitiva de las curvas de lanzamiento de un buque de 22,000 T.P.M.

(Nota : Localizar al final del Sub-Capítulo 1-G).

1-G.2 Gráfica de lanzamiento dinámico.

En la tabla III del sub-capítulo 1-F, se ha determinado la resistencia hidrodinámica que ejerce el agua sobre el buque y su curva de lanzamiento, conforme se va introduciendo en el agua.

En la gráfica adjunta se ha comparado la variación de velocidad con las distintas posiciones del buque.

Se ha representado en 81.1 mts. de recorrido la posición en la cual el buque ha girado correspondiéndose con una velocidad de 5.79 m/seg.

Asimismo, se indica la posición en la cual el buque se encuentra a flote a la distancia de 148.1 mts., que se corresponde a una velocidad de 4.57 m/seg.

Por último, cuando la velocidad ha descendido a 1.01 m/seg. se considera que el buque se encuentra prácticamente parado, lo que ocurre en este caso a la distancia de 430 mts. evidenciando los datos obtenidos en la práctica de diversos lanzamientos en los que el buque suele pararse cuando ha recorrido la distancia equivalente de 2.6 a 2.7 veces su eslora, este dato es tomado de la práctica de varios lanzamientos.

(Nota: ver dibujo al final del Sub-Capítulo 1.G).

Se suele representar mediante una gráfica la variación de la velocidad en función al espacio recorrido, y se le conoce como curva de lanzamiento dinámico. Los datos de la velocidad han sido obtenidos en el capítulo 1-F, observándose en la gráfica que primeramente

va aumentando la velocidad del buque conforme se va deslizando en la grada hasta alcanzar un máximo.

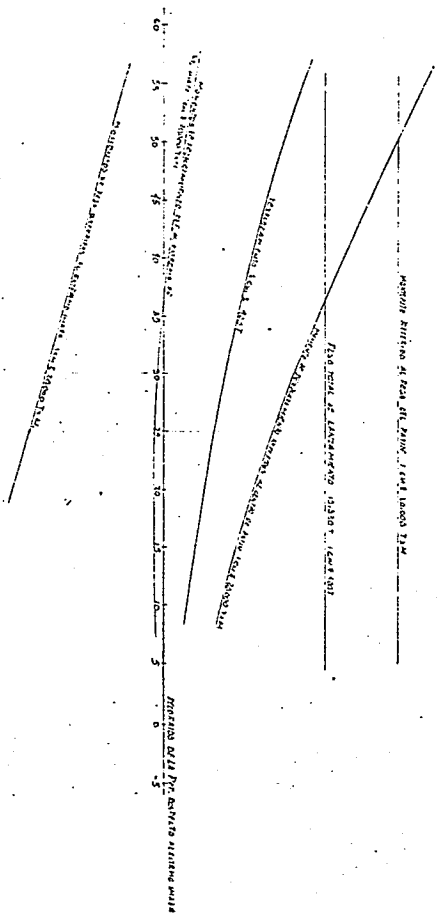
En nuestro caso, en la columna 15 de la tabla III se observa que al recorrer el buque 66.2 mts., se alcanza un máximo de velocidad con 5.9 m/seg., a partir de este instante, la fuerza sustractiva de la resistencia hidrodinámica hace que la velocidad disminuya cada vez más.

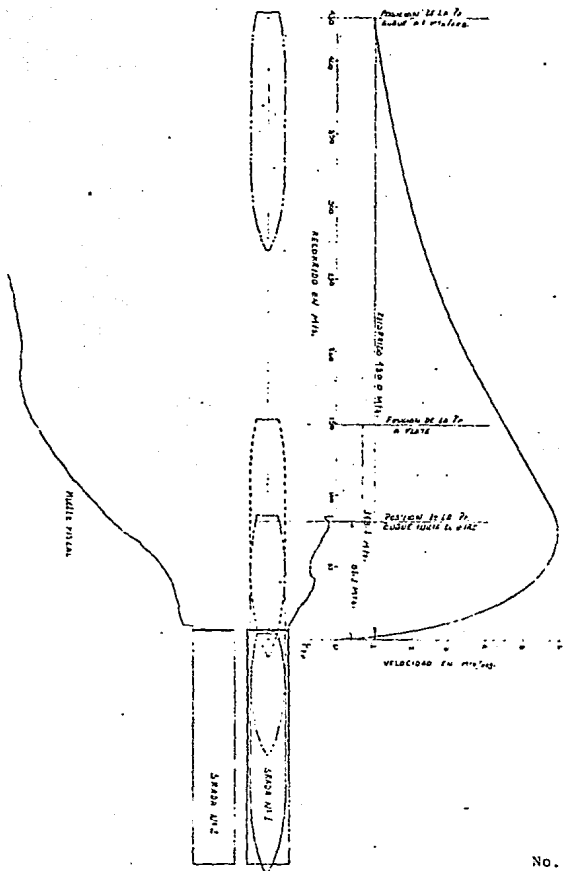
T A B L A N° VI.

Momentos de pesos y de desplazamientos referidos al centro del patin y al extremo de la imada.

SITUACION DE LA POCA RESPECTO AL EXTREMO DE LA IMADA	C. de G. A POPA DEL EXTREMO		C. de C. A POPA DEL EXTREMO		PESO (P)	DESPLAZA. (Δ)	MOMENTOS REFERIDOS AL CENTRO PATIN		MOMENTOS REFERIDOS AL EXTREMO DE LA IMADA	
	PR de la ANGULA MOVIL	de la BASADA	PR de la ANGULA MOVIL	de la BASADA			DE PESO	DE DESPLA.	DE PESO	DE DESPLA.
	(1)	(2)	(3)	(4)			(7) =	(8) =	(9) =	(10) =
	(1) x (5)	(3) x (6)	(2) x (5)	(4) x (6) (5)						
15	72.85	-52.22	111.07	-14.04	5330	1098.5	388504	122010	-278333	-15423
20	"	-47.22	109.26	-10.85	"	1386.4	"	151478	-251683	-15042
25	"	-42.22	107.43	-7.68	"	1714.3	"	184167	-225033	-13166
30	"	-37.22	105.48	-4.63	"	2085.6	"	219989	-198383	-9656
35	"	-32.22	103.6	-1.31	"	2478.6	"	257278	-171733	-3247
40	"	-27.22	101.9	1.79	"	2924.6	"	298016	-145083	-5235
45	"	-22.22	100.2	5.09	"	3400.5	"	340770	-116433	17514
50	"	-17.22	98.55	8.44	"	3925.5	"	386858	-91783	33131

CURVAS DE LANZAMIENTO (MIRAR SI PUEDE SOBRE OJETA DE TERRAZA)





Capitulo 2

MEDIOS MECANICOS DE DETENCION DE BUQUES.

SISTEMAS DE RETENCION ANTES DE QUE EL BUQUE HA SIDO LANZADO.

Sub Capitulo 2.A

El esfuerzo que tienen que ejercer los órganos de retenida, debe equilibrar la fuerza $P \operatorname{sen} \alpha - f.P \operatorname{cos} \alpha$ ó sea $P \operatorname{cos} \alpha (\operatorname{tg} \alpha - f)$, en que f es el coeficiente de rozamiento del camino de deslizamiento.

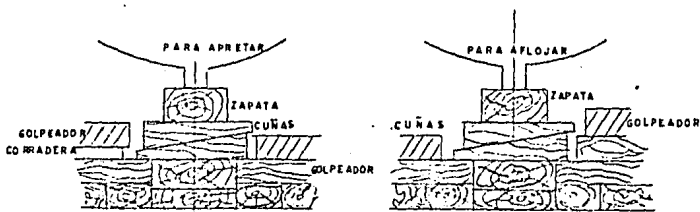
2.A.1 Retenida por picadero seco.

Se hace apoyar ciertos puntos de la zapata ó de la cuna o directamente de la quilla (en el caso de lanzamiento sobre doble imada) sobre picaderos secos, es decir, superficie de apoyo sin engrasar (Coeficiente de rozamiento de madera sobre madera).

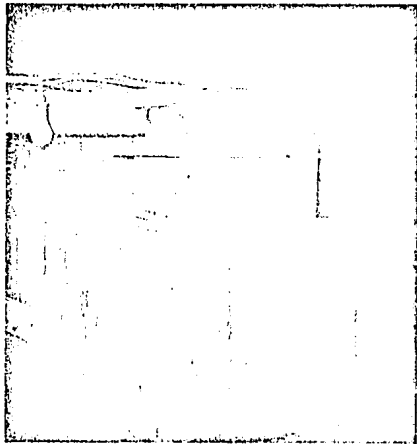
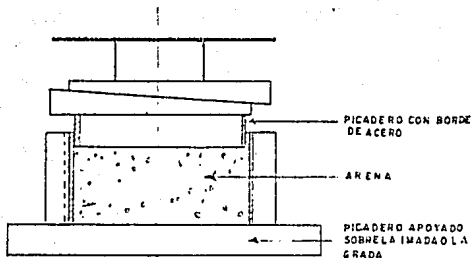
Si los picaderos secos están en el eje de la imada, interrumpida su continuidad, se intercalan entre ellos pequeñas correderas que se aprietan para facilitar la extracción de los picaderos secos y que sostienen el barco después de quitar dichos picaderos.

Estan formados :

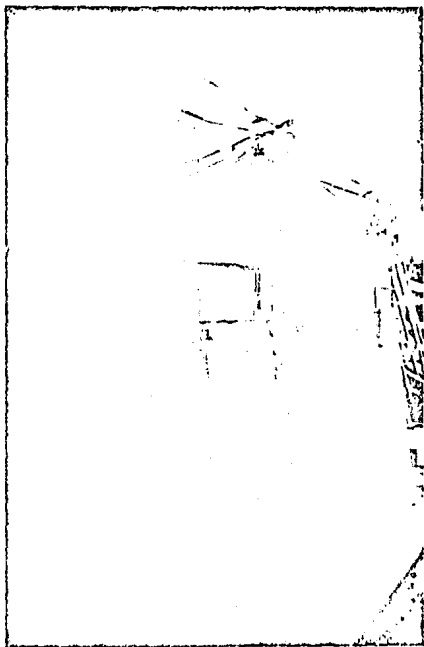
- De cuñas de madera de mucha pendiente aproxi. 15% para poderlos retirar facilmente con marro.



- Picaderos con caja de arena que lleven cuña de poca pendiente colocados sobre cajas de arena (arena ya que esta es incomprensible y fácil de quitar y relativamente económica).



En el lanzamiento sobre doble imada, estos picaderos se -
quitan sucesivamente los picaderos interiores y se dejan en su lugar
un cierto número en la región exterior, hasta el último momento, pa-
ra servir de retenida.



Cálculo de picaderos.

De la tabla N^o V del capítulo 1 obtenemos que la componente paralela es:

$$F = P_x \operatorname{Sen} \alpha = 5330 \times \operatorname{Sen} 3.32 = 308.6 \text{ tons.}$$

Esta fuerza la tenemos soportada por los picaderos y las retenidas de seguridad.

Fuerza de rozamiento inicial de los picaderos.

$$F_1 = P_x F_x \operatorname{cos} \alpha$$

Donde

f = coef. de rozamiento entre la madera y acero corresponden a 0.6 de acuerdo al manual del Ingeniero Pag. 664.

Esto nos da.

$$f_1 = 5330 \times 0.6 \times \operatorname{Cos} 3.32 = 3192 \text{ Tons.}$$

Presión media en los picaderos.

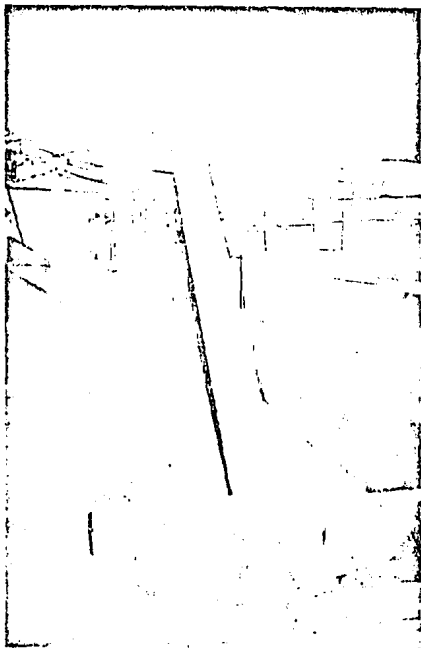
Considerando que solo son 28 picaderos los últimos en quitarse y estos tienen una medida de 70 cm. X 70 cm., de contacto entre madera y el casco del Buque.

$$P_M = \frac{F}{A} = \frac{308,600 \text{ Kg.}}{137,200 \text{ cm}^2} = 2.249 \text{ Kg./cm}^2$$

2.A.2

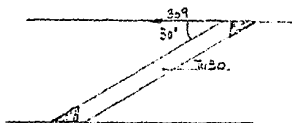
Retenida de Seguridad.

- Concretos metálicos interiores que suelen retirarse el día del lanzamiento.



Cálculo de las Retenidas de Seguridad.

Como se puede ver en el cálculo de picaderos estos son suficientes para soportar al Buque aún así se le colocan las retenidas de seguridad como si se soportara con ellos solos.



La fuerza que trabaja a compresión en el tubo es:

$$F^1 = 309 \cos 30 = 268 \text{ Tons.}$$

Las retenidas que se tienen son 4 en el buque por lo tanto:

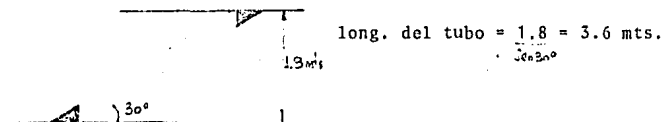
$$F \text{ de cada tubo} = \frac{268}{4} = 67 \text{ Tons.}$$

Si consideramos el esfuerzo del tubo de 1000 Kg./cm.² tenemos:

$$c = \frac{F}{A} \text{ donde } A = 67000 = 67 \text{ cm}^2 = 10,38 \text{ pulg.}^2$$

En la siguiente tabla se localiza el tubo con esta area y encontramos que el de 8" y ced- 80 es satisfactorio.

Calculando el pandeo del tubo.



En este caso el tubo trabaja de la siguiente manera.

Para este caso tenemos:

$$\ell_0 = 0.7 \times \ell$$

$$\ell_0 = 0.7 \times 3.6 = 2.52 \text{ mts.} = 252 \text{ cm.}$$

Por lo tanto

$$= \ell_0 \frac{\Delta}{I} = 2.52 \frac{3.0}{90,738} = 1.7$$

Utilizando la formula de Euler.

$$Fk = \frac{2}{\ell_0^2} EI \quad \text{donde} \quad I = \frac{Fk \ell_0^2}{2 E}$$

$$I = \frac{Fk \ell_0^2}{2 E} = \frac{67,000 (2.52)^2}{2 \times 2 \times 10^6} = 215.54 \text{ cm.}^4$$

$$5.17 \text{ Pulg.}^4$$

Comparando las dos inercias, la del tubo obtenido de la tabla y la de Euler encontramos que no tiene pandeo ya que la del tubo es mucho más elevada.

COMMERCIAL WROUGHT STEEL PIPE DATA

Outside Diameter (D)	Schedule No.	Wall Thick- ness (t)	Inside Diam- eter (d)	Area of Metal (In)	Transverse		Moment of Inertia (I)	Weight of Pipe Pounds per foot	Weight of Water Pounds per foot of pipe	
					Int. Area	See Note 2				
8	8.625	60	.400	7.818	10.48	47.94	.5329	88.73	35.64	20.77
	80x	80x	.500	7.625	12.76	45.06	.5471	105.7	43.39	19.78
	100	100	.598	7.439	14.96	45.46	.5048	121.3	50.87	18.83
	120	120	.718	7.180	17.84	40.89	.2819	140.5	60.63	17.59
	140	140	.812	7.001	19.93	38.50	.2673	153.7	67.76	16.68
	140xx	140xx	.875	6.873	21.30	37.12	.2578	162.0	72.42	16.10
	160	160	.900	6.813	21.97	36.46	.2589	165.9	74.69	15.90
	20	20	.250	8.125	6.37	51.85	.3645	87.72	22.50	22.47
	30	30	.277	8.071	7.26	51.06	.3553	63.35	24.70	22.17
	40s	40s	.322	7.981	8.40	50.03	.3474	72.49	28.55	21.70

- Cuñas de seguridad exteriores, una a cada banda y que se retiran en los minutos anteriores al lanzamiento, golpeando una cuña intermedia como se aprecia en la foto.



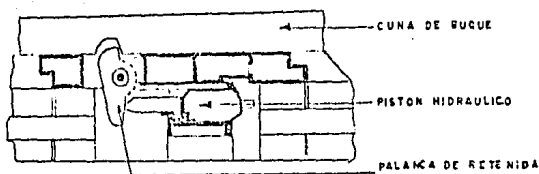
Sistema Hidráulico.

El linguete de escape retenido por una prensa hidráulica - (llamado a veces por el nombre condensado de Prensa Retenida en un dispositivo de seguridad.

El linguete, soportado por un eje horizontal unido a una armazón de acero moldeado y unido a la imada, penetra en una mortaja con una parte de fundición, unida a la zapata (ó la anguila). Esta apoyado en el vástago de un pistón hidráulico cuyo cilindro esta unido al armazón anteriormente indicado.

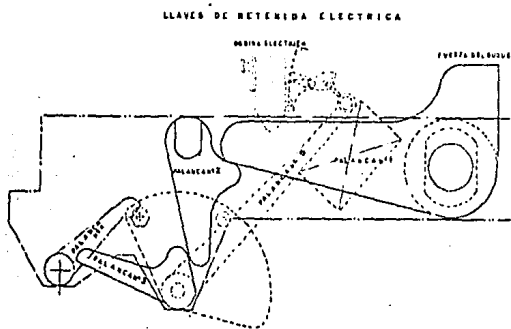
Se libera la retenida abriendo la evacuación del aceite - del cilindro, Para asegurar la simultaneidad de acción de varias prensas, se unen todas ellas por un tubo común sobre el cual se hace el

vaciado.



2.A.3 Llaves de Lanzamiento.

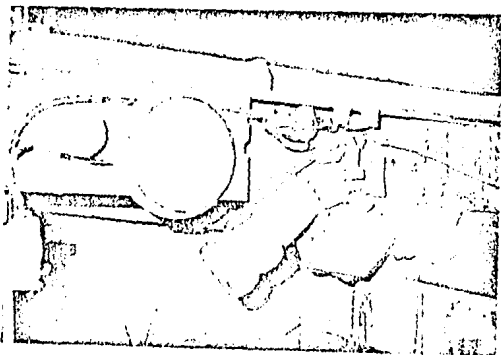
Consiste en que una palanca acodada de brazos desiguales, cuyo extremo corto se aloja en la anguila y retiene al buque, apoyando el brazo largo sobre un camón que soporta el esfuerzo desmultiplicado. Este camón puede girar sobre un eje solidario con otra palanca, que se apoya a su vez sobre otro camón en las mismas condiciones, formando un sistema de palancas que disminuye enormemente el esfuerzo de la retenida, y que libera la anguila al girar sucesivamente los camones y faltarles apoyo a los extremos de cada palanca.



El conjunto va encerrado en una caja metálica, de la que sale una última palanca para apoyarse el mecanismo de disparo, que actúa como sigue. La última palanca apoya su extremo sobre un sector metálico, solidario con un brazo giratorio sobre uno de sus extremos. Como el esfuerzo de retenida ha sido muy disminuído por el juego de palancas, la presión sobre el sector es muy pequeña y por lo consiguiente, también la fricción, por lo que el brazo que lleva el sector puede girar fácilmente una vez destrincado, ayudandose el movimiento por la acción del peso. La trinca se consigue mediante una pieza giratoria con dos soportes sobre uno de los cuales apoya el brazo, y el otro pasa por un agujero en una plaquita que gira al ser atraída por el electroimán disparando todo el mecanismo, ó bien se retira mecánicamente por un chicote mecánico accionado a distancia.

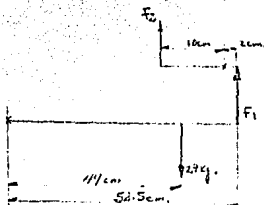
El esfuerzo de atracción del imán es pequeño y como se da corriente simultáneamente a las dos llaves, (alimentandose el circuito por baterías para prevenir apagones) no hay peligro de que una retenidasalte después que la otra.

De todas formas, y para mayor seguridad, se coloca un timbre en serie con los electroimanes que suena al dar corriente, y si por cualquier causa no salga el disparador, un obrero situado junto a la llave la acciona sin más que dar con el dedo a la plaquita.



CÁLCULO DEL ELECTROIMAN

Cálculo de la fuerza necesaria que tiene que vencer el IMAN.

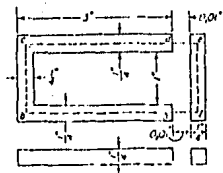


$$27 \text{ Kg.} \times 44 \text{ cm} = 52.5 \text{ cm} \times F_1 \quad F_1 = 22.6 \text{ Kg.}$$

$$22.6 \times 2 \text{ cm} = 10 \text{ cm.} \times F_2 \quad F_2 = 4.5 \text{ Kg.}$$

$$F_2 = 4.5 \text{ Kg.} = 9.92 \approx 10 \text{ lbs.}$$

Para realizar este cálculo suponemos todas las dimensiones del núcleo y armadura construido de chapa de acero y con un factor de aplilamiento de 0.90 para las chapas.



Densidad de flujo.

$$B = \frac{F}{0.0139 \times A \times 2}$$

$$F = \text{en lbs} \quad A = \text{en pulg.}^2$$

El área de cada entrehierro, con la corrección por expansión de flujo es :

$$A = (0.25 + 0.01) (0.25 + 0.01) = 0.0676 \text{ pulg.}^2$$

$$B = \frac{10 \text{ lbs.}}{0.0139 \times 0.0676 \times 2} = 73.3 \text{ kilo líneas/pulg.}^2$$

Flujo.

$$\phi = BA = 73.3 \times 0.0676 = 4.95 \approx 5 \text{ kilo línea.}$$

Fuerza magnetomotriz (f.m.m.)

Como el circuito es en serie en la f.m.m. total es la suma de la correspondiente al hierro y al aire hay que tomar en cuenta la gráfica de curvas de magnetización normales para materiales magnéticos corrientes.

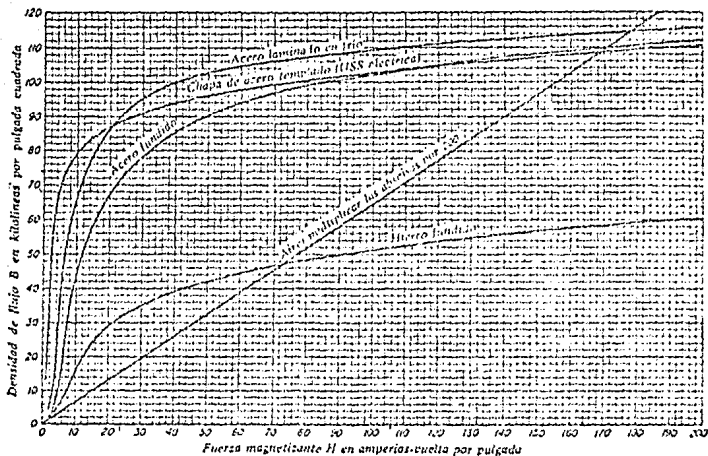


Fig. 8-6. Curvas de magnetización normal para materiales magnéticos corrientes.

Obtenemos la siguiente tabla.

	Area	long.	B	H	N.I:
Hierro	$(0.25)(0.25)(0.90)=0.0565$	8.5	89	24	$(24)(8.5)=204$
Aire	$(0.25+0.01)(0.25+0.01)=$ 0.0676	0.02	74	23200	$(23200)(0.02)=464$

La fuerza magnetomotriz total= $204+464 = 670$ Amp.vuelta.

Reluctancia.

$$R = \frac{fmm}{\emptyset} = \frac{670}{5} = 134 \text{ Amp.-vuelta/kilo línea.}$$

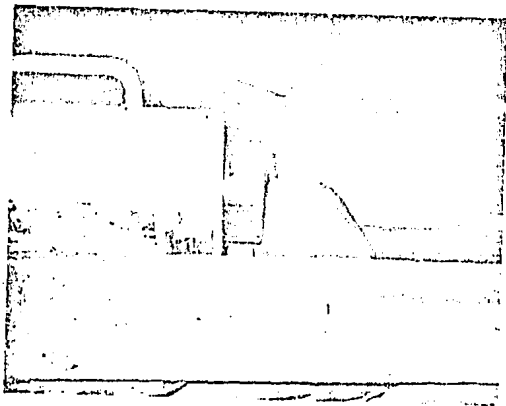
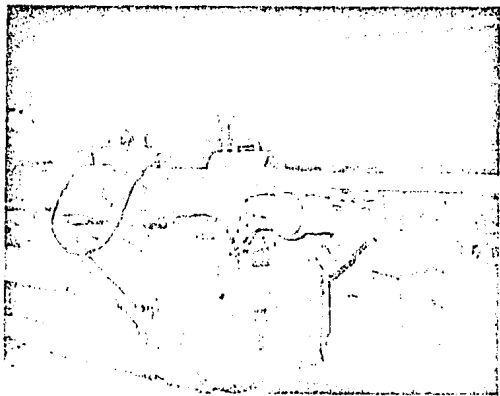
Corriente.

$$I = \frac{V}{R} = \frac{24 \text{ volts}}{134} = 0.179 \text{ amp.}$$

$$N = \frac{f}{I} = \frac{670}{0.179} = 3,740 \text{ vueltas.}$$

Se le deben dar 2000 vueltas por bobina como mínimo con alambre magnéto N°34, con aislante clase "A".

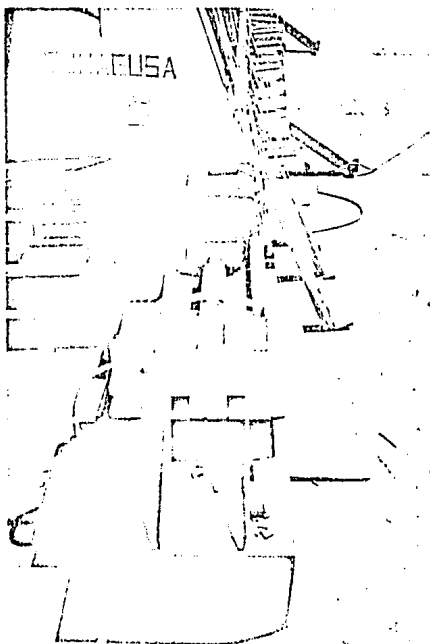
Este sistema de llaves por su importancia, al ser el que -
retiene el buque en su último momento necesita ser probado con carga
antes del montaje de la cuna de lanzamiento.



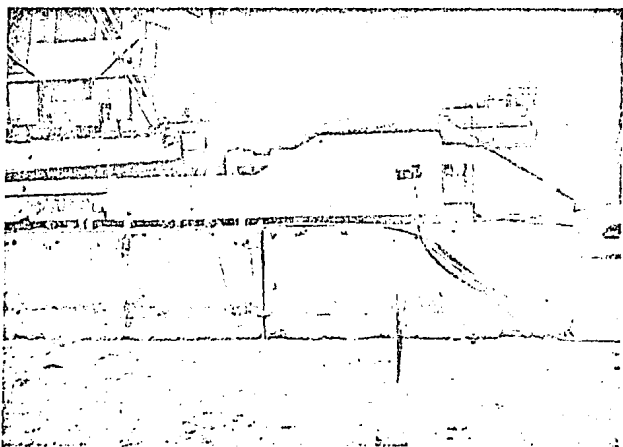
GATOS HIDRAULICOS DE EMPUJE.

Sub-Capítulo 2.B.

Puede ocurrir que cuando caen las llaves que retienen el buque este no inicie su movimiento porque el coeficiente estático sea superior al calculado, (calculado tabla V del capítulo 1), por el cual el buque necesitaría ser empujado. Para prevenir esta eventualidad se colocan a proa de la primera anguila un sistema de gatos de empuje, accionados por un sistema hidráulico común.

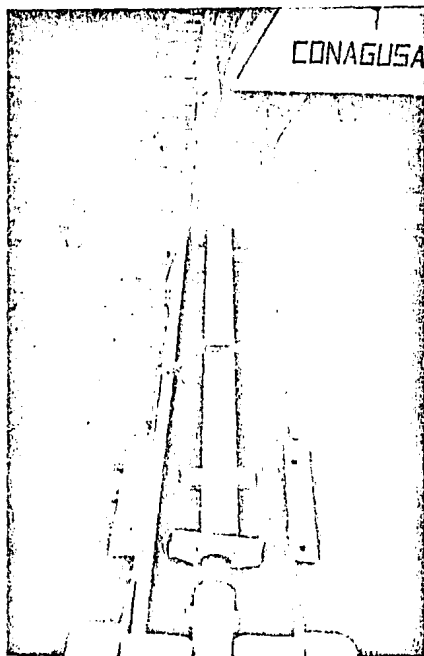


Estos gatos se hacen solidarios a la zona de proa de la --
imada mediante una estructura metálica y el conjunto queda referido
a la basada mediante un puntal metálico ó cartelas a la misma imada
de concreto.

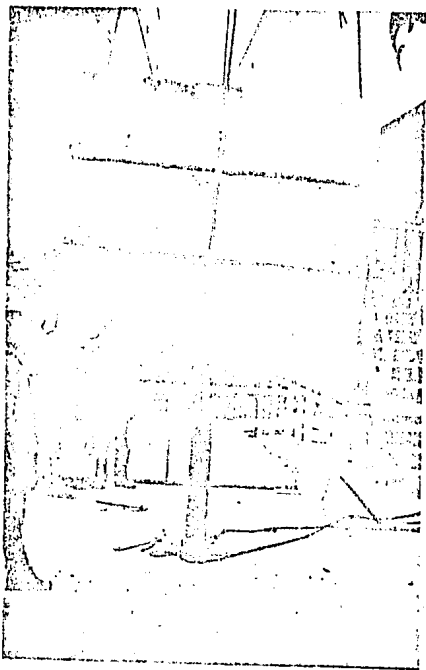


NOTA: Se anexan en el capítulo No. 3 planos constructivos.

Entre el gato y la anguila se coloca una pieza de madera que puede ser ampliada en caso de que el buque necesite una mayor longitud de empuje, hasta lograr conseguir que el buque inicie su movimiento.



Previamente a su colocación, éstos gatos sufren las correspondientes pruebas de carga para asegurar el perfecto funcionamiento.



SISTEMAS DE RETENCION DESPUES DE QUE EL BUQUE HA SIDO LANZADO.

Sub-Capítulo 2.C

Cuando el buque flota libremente suele encontrarse con una cierta velocidad. Se se dispone de espacio suficiente enfrente de la grada, para que la resistencia del agua pueda absorber la totalidad de la fuerza viva que corresponde a la velocidad del barco, se deja a este libre hasta que se detenga por si mismo, y se remolca entonces al muelle de armamento ó fondeadero que se olija. Si, en cambio, no se dispone de un amplio espacio en prolongación de la grada, es preciso moderar la velocidad del barco de una manera conveniente, para conseguir la parada del buque al final de un recorrido limitado y fijado a priori. Para detener el barco se han utilizado varios métodos, pudiendo citarse los siguientes:

- 1º Empleo de pantallas en el codaste.
- 2º Rotura de bozas.
- 3º Remolque, sobre la grada, de rastras de cadenas ó planchas.
- 4º Fondeo de anclas. (Sistema a utilizar en esta botadura se calcula cap. 3).

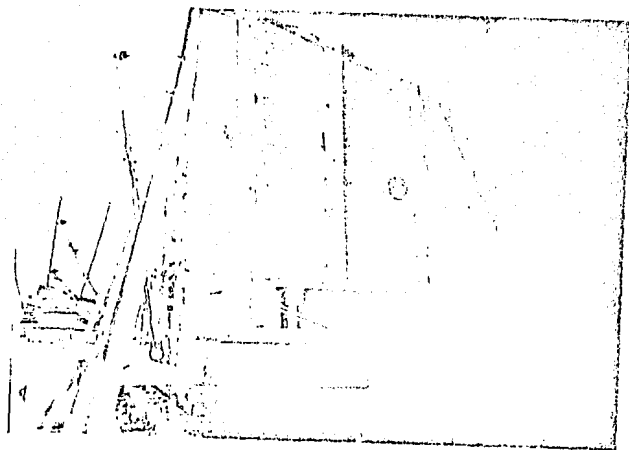
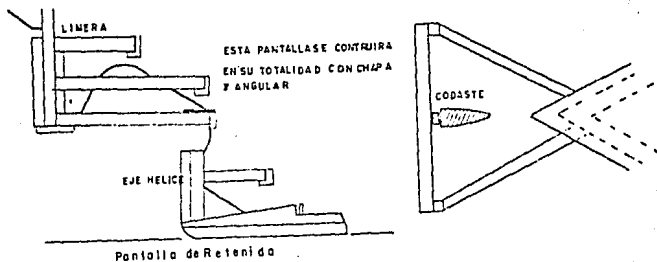
2.C.1 Pantallas de Retenidas

Se puede reducir la velocidad del buque por medio de una pantalla, es decir, una superficie plana transversal fija a la popa del barco y que actúa oponiendo una resistencia al movimiento muy superior a la de las formas finas de la carena. Esprobablemente el medio más eficaz de detener los buques en la botadura, por la enorme resistencia que presenta al movimiento, la cual es tanto más importante cuanto mayor es su velocidad.

La pantalla se suele formar por una serie de tablonas, que transmiten la resistencia que experimentan a desplazarse en el agua, al casco, por medio de concretos convenientemente apoyados en el.

La limera, el codaste, los arbotantes, etc., forman excelentes apoyos de la pantalla que en algunos casos ha llegado a tener --

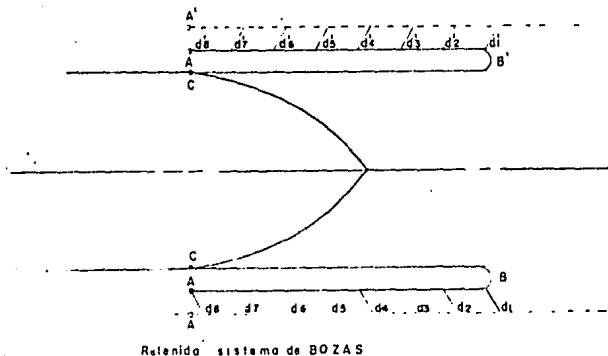
una superficie de 100 m^2 . En circunstancias análogas, se divide la pantalla en dos partes, como representa precisamente dicha figura.



Por la gran resistencia que opone la pantalla, debe estudiarse el momento en que deberá entrar en acción, es decir, se precisará determinar la posición en altura de su arista inferior, Si se temiese una detención demasiado brusca, se dispone la pantalla más alta, ó se da a la parte baja una forma trapezoidal ó curva para que actúe progresivamente.

2.C.2 Roturas de bozas.

Las bozas tiene la propiedad de constituir una retención que limita los esfuerzos de los cables a los de las bozas, que pueden elegirse convenientemente para que su resistencia sea inferior a la de los puntos de amarre en tierra y al límite elástico de los cables; permiten, además, utilizar un gran número de veces parte de la energía ó resistencia viva elástica de los cables.



El barco se une a la grada de construcción por medio de dos cables de retenida A, B, C, A'B'C; fijos en A y A' unidos a una serie de puntos sujetos por las amarras ó bozas d_1, d_2, \dots , de resistencia de fractura inferior al límite elástico del cable. Cuando el barco ha llegado a un cierto punto de recorrido, empiezan a actuar

las primeras bozas así como los cables de retenida y si la velocidad del barco es suficiente, se produce la rotura de las dos primeras bozas. El esfuerzo ejercido sobre los puntos fijos y la carga de los cables, tendrá por límite el valor de la carga de fractura de las bozas, y la fuerza viva del barco quedará disminuida; en el trabajo de rotura de las dos primeras y en el del alargamiento elástico de los cables de retenida.

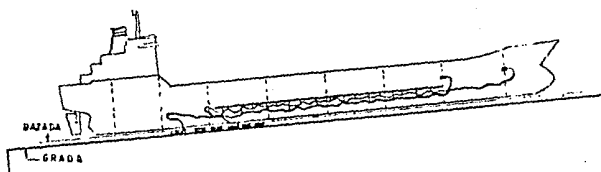
Disponiendo las bozas a distancia suficiente, los cables tendrán tiempo suficiente para alcanzar una tensión nula, reproduciéndose el fenómeno anterior al romperse cada par de bozas, por lo que se puede graduar a voluntad la detención del buque.

2.C.3 Retenida por el remolque de rastras.

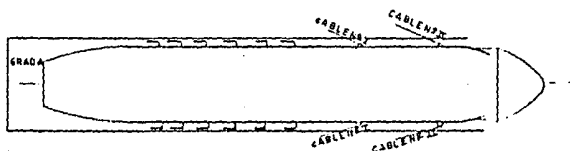
En el remolque sobre el piso de la grada, de rastras de cadena ó planchas, cuyo trabajo de rozamiento sobre el suelo suministra la energía resistente necesaria.

Al principio se hacía uso de rastras simples, una por banda formadas por una placa de blindaje ó plataformas de madera convenientemente cargadas y con una defensa curva en la parte delantera, para evitar que se clavasen en el suelo.

Este sistema tiene el inconveniente de causar un choque demasiado brusco, al iniciarse la actuación de las rastras y por eso se ha recurrido al sistema de rastras múltiples, estableciendo una serie de ellas, formadas casi siempre por cadenas, que entran en acción de una manera sucesiva, dejando un trozo de cable en banda entre una y otra.



RETENIDA SISTEMA DE RASTRAS



2.C.4 Detención por medio del fondeo de anclas.

Cuando hay bastante sitio en la prolongación de la grada para que los buque puedan hacer un gran recorrido sin peligro, puede conseguirse la detención del barco antes de que su velocidad se extinga fondeando una ó dos de las anclas del barco u otras provisionales, pero para que el trabajo de la cadena no sea excesivo es recomendable que la velocidad no sea superior a un metro por segundo.

NOTA: Ya que este es el sistema que se utilizará en este lanzamiento se calculará en el capítulo 3.



Capitulo 3

APLICACION PARA UN BUQUE DE 22.000 T.P.M.

LLAVES DE RETENIDA

El sistema de llaves lo forma un conjunto de palancas que se apoyan entre si.

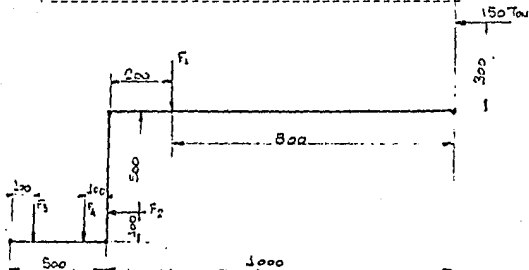
Se define primera palanca (palanca A), aquella que soporta directamente la componente del peso del buque.

Esta queda retenida por el común de la segunda palanca (palanca B), a su vez esta se soporta con la tercera palanca (palanca C) que se apoya en la cuarta palanca, (palanca D) solidaria a la quinta palanca (palanca E), que se libera con la caída del sector unido a un contrapeso. Esta es una forma muy general del movimiento del conjunto de palancas que se ilustra en el dibujo de la pag. siguiente; el cual tiene las fuerzas reales para un buque de 22,000 T.P.M.

Para cada una de las palancas se irá definiendo su forma de trabajo y también obtendremos un proceso de cálculo para cada una de las partes en que se componen como son: orificio, soportes y las secciones, con esto se realiza el dibujo que servirá para hacer las plantillas y posteriormente la pieza.

Se debe de aclarar que para realizar estos cálculos se tiene que estar suponiendo las distancias y formas, hasta encontrar la más óptima de acuerdo a su trabajo, fabricación y montaje.

TANTEOS DE LAS FUERZAS DE LAS PALANCAS



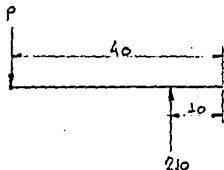
$$150 \times 300 = F_1 \times 800 \quad F_1 = 56.250 \text{ Ton.}$$

$$56.250 \times 260 = F_2 \times 500 \quad F_2 = 22.50 \text{ Ton.}$$

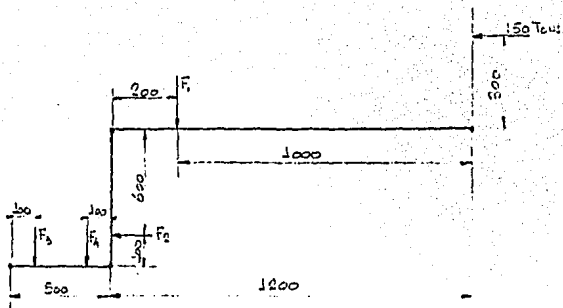
$$22.50 \times 100 = F_3 \times 400 \quad F_3 = 5.625 \text{ Ton.}$$

$$5.625 \times 100 = F_4 \times 400 \quad F_4 = 1.406 \text{ Ton.}$$

$$R = 1406 \times 0.15 = 210.93 \text{ Kg.}$$



$$P \times 40 = 210.9 \times 10 \quad P = 52.73 \text{ Kg.}$$



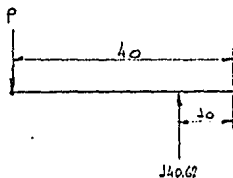
$$150 \times 300 = F_1 \times 1000 \quad F_1 = 45 \text{ Ton.}$$

$$45 \times 200 = F_2 \times 600 \quad F_2 = 15 \text{ Ton.}$$

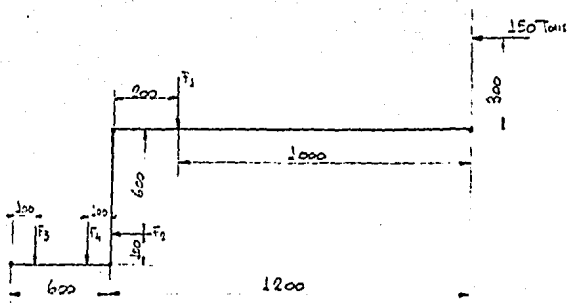
$$15 \times 100 = F_3 \times 400 \quad F_3 = 3.750 \text{ Ton.}$$

$$3.750 \times 100 = F_4 \times 400 \quad F_4 = 0.938 \text{ Ton.}$$

$$R = 938 \times 0.15 = 140.62 \text{ Kg.}$$



$$P \times 40 = 140.62 \times 10 \quad P = 35.156 \text{ Kg.}$$



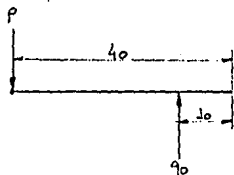
$$150 \times 300 = F_1 \times 1000 \quad F_1 = 45 \text{ Ton.}$$

$$45 \times 200 = F_2 \times 600 \quad F_2 = 15 \text{ Ton.}$$

$$15 \times 100 = F_3 \times 500 \quad F_3 = 3 \text{ Ton.}$$

$$3 \times 100 = F_4 \times 500 \quad F_4 = 0.6 \text{ Ton.}$$

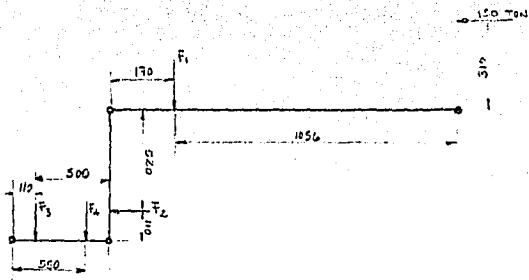
$$R = 600 \times 0.15 = 90 \text{ Kg.}$$



$$P \times 40 = 90 \times 10$$

$$P = 22.5 \text{ Kg.}$$

CALCULO DE FUERZAS REALES DE LAS PALANCAS.



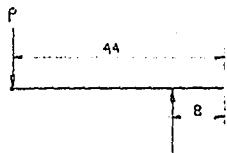
$$150 \times 310 = F_1 \times 1056 \quad F_1 = 44 \text{ Ton.}$$

$$44 \times 170 = F_2 \times 520 \quad F_2 = 14.386 \text{ Ton.}$$

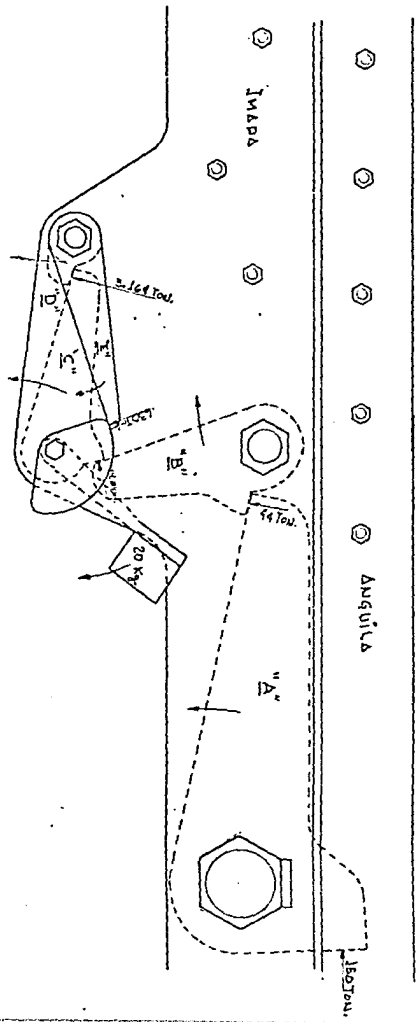
$$14.386 \times 110 = F_3 \times 500 \quad F_3 = 3.164 \text{ Ton.}$$

$$3.164 \times 110 = F_4 \times 550 \quad F_4 = 0.630 \text{ Ton.}$$

$$R = 630 \text{ Kg.} \times 0.15 = 94.5 \text{ Kg.}$$



$$P \times 44 = 94.5 \times 8 \quad P = 17.18 \text{ Kg.}$$



VISTA VERTICAL DE LA LLAVE ARMADA.

NOTA: Los ejes de cada palanca se encuentran acotados en el dibujo "Platinas de soporte".

3.1.A Cálculo de las llaves.

Eje de la primera palanca.

Como el eje va a entrar ajustado en la palanca y soportes lo consideramos sometido a cara uniforme, por lo tanto lo estudiaremos como viga continua.

$$W = 150 \text{ Tons.}$$

L = Longitud entre centros de soportes considerado como constante para poder definir las otras variables.

$$P = \frac{W}{L} = \frac{150,000}{26.5} = 5,600 \text{ Kg.}$$

$$M_{\max} = \frac{PL^2}{8} = \frac{5600 \times 26.5^2}{8} = 496,841 \text{ Kg.cm.}$$

Si suponemos un esfuerzo del material de 1000 Kg./cm², ya que se considera acero A 36 (Normas ASTM A 36-77a) con un coeficiente de 4.

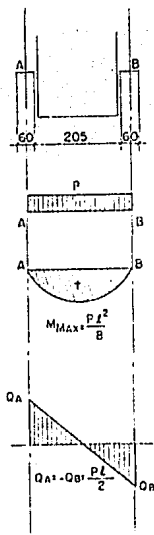
$$\sigma = \frac{M}{W} \quad W = \frac{M}{\sigma} = \frac{496,841}{4} = 124,210 \text{ cm}^3$$

El módulo de la sección.

$$\frac{\pi d^3}{32} = W$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{W(32)}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{497(32)}{3.1416}} = 17 \text{ cm} = 170 \text{ mm}$$

$$r = 85 + 10 \text{ mm (casquillo)} = 95 \text{ mm.}$$



Esfuerzo constante en el eje.

$$\text{Esfuerzo max} = Q_A = \frac{PL}{2} = \frac{5600 \times 36.5}{2} = 74,995$$

$$\text{Area} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.1416 \times 17^2}{4} = 226.8 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{QA}{A} = \frac{74,995}{226.8} = 330 \text{ Kg./cm}^2$$

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad W = \frac{M}{\sigma} = \frac{496,841}{1000} = 496 \text{ cm}^3$$

Como el eje se barrenará en un 25% para poner el engrasador.

$$W^1 = W \times 1.25 = 621 \text{ cm}^3$$

$$W^1 = \frac{\pi d^3}{32} = 621 \text{ cm}^3 \quad d = \sqrt[3]{\frac{621 \times 32}{3.1416}} = 18.5 \text{ cm. Se tomará } 185 \text{ mm.}$$

Esfuerzo de corte.

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \quad P = 150,000 \text{ Kg.} \quad A = \frac{d^2}{4} = \frac{18.5^2}{4} = 268.66 \text{ cm}^2$$

NOTA: Como cada alma de palanca trata de cizar al eje por dos secciones tenemos:

$$\sigma_c = \frac{P}{2A} = \frac{150,000}{2(268.66)} = 279,16 \text{ Kg./cm}^2$$

Presión soportada por el eje (alma de cada palanca).

$$\text{Presión} = \frac{P}{h \times \beta} = \frac{150,000}{19.2 \times 18.5} = 422.2 \text{ Kg./cm}^2$$

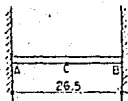
h = ancho de la palanca.

Presión soportada por el eje (soportes de apoyo).

$$\text{Presión} = \frac{150,000}{6 \times 18.5} = 1351.35 \text{ Kg./cm}^2$$

Eje de la primera palanca.

Considerado empotrado entre dos soportes y sometido a carga uniforme.



$$M_A = M_B = \frac{PL}{12} = \frac{150,000 \times 25.5}{12} = 397,500 \text{ Kg/cm.}$$

$$M_C = \frac{PL}{24} = \frac{150,000 \times 26.5}{24} = 165,625 \text{ Kg/cm.}$$

$$G = 1000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$W = \frac{M_{f \text{ max}}}{G} = \frac{397,500}{1000} = 397.50 \text{ cm}^3$$

$$\frac{\pi d^3}{32} = 397.50 \quad d = \sqrt[3]{\frac{397.5 \times 32}{3.1416}} = 16.0 \text{ cm}$$

NOTA: Vemos que considerado como viga continua resulta mayor diámetro y es el que consideramos.

Flecha en el eje (como si fuera apoyada)

$$f_{\text{max}} = \frac{5 PL^3}{384 EI} \quad \text{donde } I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3.1416 (18.5)^4}{64} = 5,751 \text{ cm}^4$$

$$P = 150,000 \text{ Kg.}$$

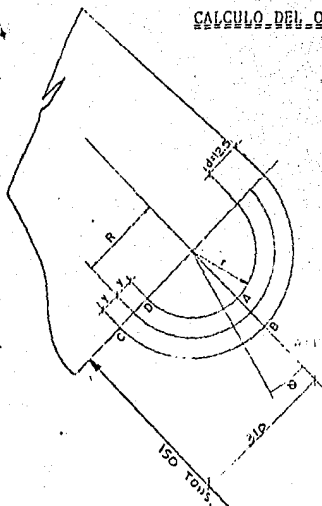
$$L = 19.2 \text{ (ancho del alma de la primera palanca)}$$

Por lo tanto.

$$f_{\text{max}} = \frac{5 (150,000) (19.2)^3}{384 \times 2 \times 10^6 \times 5751} = 0.0012 \text{ cm.}$$

NOTA: Vemos que la flecha es practicamente nula en la condición de apoyo que todavía es más desfavorable que en viga continua. Además el eje al ir ajustado con tolerancia ya no puede existir flexión por lo tanto solamente trabaja a cortante.

CALCULO DEL ORIFICIO DE LA PRIMERA PALANCA.



$$w = 150 \text{ tons. } R = r + y \quad r = 93 + 10 = 103 \text{ mm.}$$

$$d = 2y = 125. \quad y = 62.5 \quad R = 103 + 62 = 165.5 \text{ mm} = 16.5 \text{ cm.}$$

$$A = b \cdot d = 19.2 \times 12.5 = 240 \text{ cm}^2$$

$$A' = Rb \log \frac{2R + d}{2R - d} = 16.5 \times 19.2 \log \frac{2(16.5) + 12.5}{2(16.5) - 12.5}$$

$$= 253 \text{ cm}^2$$

$$A' - A = 253 - 240 = 13 \text{ cm}^2 \quad \frac{A'}{A} = \frac{253}{240} = 1.05$$

$$\frac{R}{R-y} - \frac{A'}{A} = \frac{16.5}{16.5 - 6.25} - 1.05 = 0.56$$

$$\frac{A'}{A} - \frac{R}{R+y} = 1.05 - \frac{16.5}{16.5 + 6.25} = 0.32$$

Esfuerzo de tensión directa a través de C-D.

$$\sigma = \frac{W}{2A} = \frac{150,000}{2(19.2 \times 12.5)} = 312.50 \text{ Kg/cm}^2$$

Momento de flexión en un anillo en cualquier sección.

$$\mu = WRZ = WR \left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \sin \theta \right) \quad \frac{A}{A'} = \frac{240}{253} = 0.95$$

Esfuerzo en C-D.

$$\text{Con } \theta = 90^\circ \quad Z = \frac{0.95}{3.14} - \frac{1}{2} \sin 90^\circ = -0.20$$

Esfuerzo en A - B .

$$\text{Con } \theta = 0 \quad Z_1 = 0.30 = 0.30$$

$$\text{Con } \theta = 22.5^\circ \quad Z_2 = 0.30 - \frac{1}{2} \text{ Sen } 22.5^\circ = 0.11$$

$$Z \text{ promedio} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \frac{0.30 + 0.11}{2} = 0.20$$

DETERMINACION DE FATIGAS EN PIEZAS CURVAS.

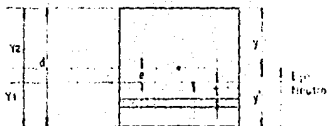
Area de una sección recta del anillo.

$$L \frac{2R + d}{2R - d} = L \frac{R + Y}{R - Y} = L \frac{R + \frac{1}{2}d}{R - \frac{1}{2}d}$$

$$L \frac{2R + d}{2R - d} = \frac{d}{r} \quad \text{donde } r = \text{radio de la fibra neutra.}$$

$$r' = \frac{d}{L \frac{2R + d}{2R - d}} \quad A' = Rb \frac{d}{r} = A \frac{R}{r}$$

$$e = R - r, \quad \sigma = \frac{Mt}{Ae(r - t)}$$



$$\text{en posición } A \quad \sigma_A = \frac{MY_1}{Ae(r - Y_1)}$$

$$\sigma_A = \frac{M Y_1}{A(R - r)(r - Y_1)} = \frac{M Y_1}{A \left(\frac{R}{r} - 1 \right) r (r - Y_1)} = \frac{M Y_1}{(A' - A) r (r - Y_1)}$$

$$r - Y_1 = R - Y$$

$$\sigma_A = \frac{M Y_1}{(A' - A) r (R - Y)} = \frac{M}{A' - A} = \frac{Y_1}{r(R - Y)} = \frac{M}{A' - A} \frac{Y_1}{R - Y} \frac{1}{r} = \frac{M}{A' - A} \frac{Y_1}{R - Y} \frac{1}{R} \frac{A'}{A} = \frac{WZ}{A' - A} \frac{Y_1}{R - Y} \frac{A'}{A}$$

$$Y_1 = \frac{r}{R} R - (r - Y_1) = \frac{A'}{A} R - (R - Y) = \frac{A'}{A} (R - Y) \left[\frac{R}{R - Y} - \frac{A'}{A} \right]$$

$$\sigma_A = \frac{WZ}{A' - A} \frac{1}{R - Y} \frac{A'}{A} \frac{A'}{A} (R - Y) \left[\frac{R}{R - Y} - \frac{A'}{A} \right] = \frac{WZ}{A' - A} \left[\frac{R}{R - Y} - \frac{A'}{A} \right]$$

Cálculo de fatigas (como anillo)

$$\text{en A } \sigma = ZW \left(\frac{R}{R-y} - \frac{A'}{A} \right) = \frac{(0.20)(150,000)(0.56)}{13} = 1,292 \text{Kg./cm}^2$$

\swarrow
A'.A

$$\text{en B } \sigma = ZW \left(\frac{A'}{A} - \frac{A}{R+y} \right) = \frac{(0.20)(150,000)(0.32)}{13} = 738 \text{Kg./cm}^2$$

\swarrow
A'-A

Sección de la primera palanca.

Centro de gravedad sobre la base.

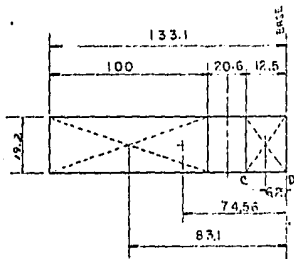
$$(19.2 \times 12.5) 6.25 + (19.2 \times 100) 83.1 = A_T d .$$

$$d = \frac{161052}{A} = \frac{161052}{2160} = 74.56 \text{ cm.}$$

$$M_f = 150,000 \times 31 = 4,650,000 \text{ Kg. cm.}$$

Momento de inercia:

$$\frac{B}{12} (h^3 + h_1^3) = Ad^2 + A_1 d_1^2 = \frac{19.2}{12} \left[(12.5)^3 + (100)^3 \right] + 240 (68.31)^2 + 1920 (8.54)^2 = 2,863,000 \text{ cm}^4$$



Esfuerzo de alargamiento en C

$$Y = 74.56 - 12.5 = 62.06 \text{ cm.}$$

$$\sigma_c = \frac{MY}{I} = \frac{4650000 \times 62.06}{2863000} = 100.8 \text{ Kg./cm}^2.$$

Esfuerzo de alargamiento en D.

$$\sigma_d = \frac{MY_1}{I} = \frac{4650,000 \times 74.56}{2863,000} = 121.10 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DE LAS SECCIONES IRA PALANCA

$$W = 44,000 \text{ Ton.}$$

$$W = \frac{M}{l}$$

$$\frac{Cl^2}{6} = W$$

C=Ancho palanca

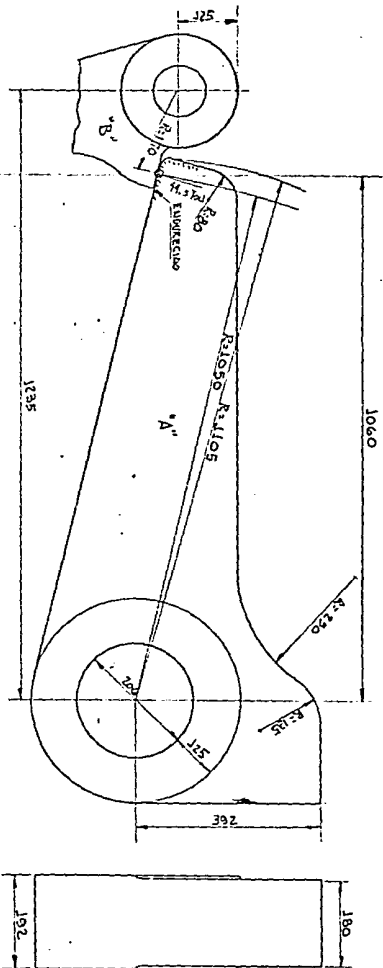
$M_1 = 44,000 \times 10 = 440,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_1 = \frac{440,000}{800} = 550 \text{ cm}^3$	$\frac{18 \cdot h_1^2}{6} = 550$	$h_1 = \sqrt{185.3} = 13.54 \text{ cm.}$
$M_2 = 44,000 \times 20 = 880,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_2 = \frac{880,000}{800} = 1100 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_2^2 = 1100$	$h = \sqrt{366.6} = 19.15 \text{ cm.}$
$M_3 = 44,000 \times 30 = 1320,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_3 = \frac{13200}{8} = 1650 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_3^2 = 1650$	$h = \sqrt{550} = 23.4 \text{ cm.}$
$M_4 = 44,000 \times 40 = 1760,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_4 = \frac{17600}{8} = 2200 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_4^2 = 2200$	$h = \sqrt{735.3} = 27.08 \text{ cm.}$
$M_5 = 44,000 \times 50 = 2200,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_5 = \frac{22000}{8} = 2750 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_5^2 = 2750$	$h = \sqrt{916.6} = 30.28 \text{ cm.}$
$M_6 = 44,000 \times 60 = 2640,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_6 = \frac{264000}{8} = 3300 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_6^2 = 3300$	$h = \sqrt{1100} = 33.17 \text{ cm.}$
$M_7 = 44,000 \times 70 = 3080,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_7 = \frac{30800}{8} = 3850 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_7^2 = 3850$	$h = \sqrt{1285.3} = 35.82 \text{ cm.}$
$M_8 = 44,000 \times 80 = 3520,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_8 = \frac{35200}{8} = 4400 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_8^2 = 4400$	$h = \sqrt{1466.6} = 38.30 \text{ cm.}$
$M_9 = 44,000 \times 90 = 3960,000 \text{ Kg. cm.}$	$W_9 = \frac{39600}{8} = 4950 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_9^2 = 4950$	$h = \sqrt{1650} = 40.62 \text{ cm.}$
$M_{10} = 44,000 \times 10 = 440000 \text{ Kg. cm.}$	$W_{10} = \frac{44000}{8} = 5500 \text{ cm}^3$	$3 \cdot h_{10}^2 = 5500$	$h = \sqrt{1833.3} = 42.82 \text{ cm.}$

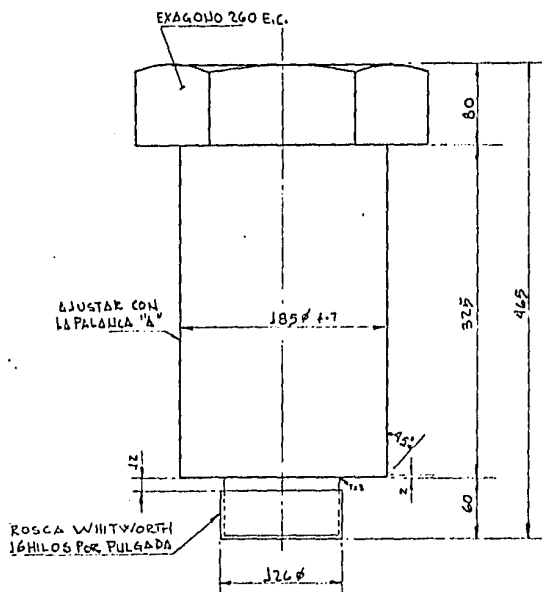
NOTA: Estas medidas son mínimas.

Endurecío: Para eliminación de tensiones se le da un tratamiento térmico durante 2 a 4 hrs. al extremo

de la llave en un torno con una temperatura de 600 a 620°C y se deja enfriar lentamente; posteriormente se calienta progresivamente hasta obtener una temp. entre 400 y 500°C, se hace una segunda etapa hasta alcanzar una temp. de 750 a 800°C, realizando un temple en aceite caliente a 500°C obteniendo una dureza superficial de 50 R.C. aprox.

Sin escala





EJE DE LA PALANCA "A"

Sin escala
Medida en M.M.

No. 129

CALCULO DE LA 2DA PALANCA

$$W = 44,000 \text{ Kg.}$$

$$\text{long. } 265 \text{ mm.}$$

$$P = \frac{W}{L} = \frac{44,000}{26.5} = 1660.3 \text{ Kg.}$$

$$M_{\text{MAX}} = \frac{PL^2}{8} = \frac{1660.3(26.5)^2}{8} = 145,750 \text{ Kg. cm.}$$

$$\text{Esfuerzo de } 800 \text{ Kg./cm}^2$$

$$W = \frac{M}{\sigma} = \frac{145,750}{800} = 182.19 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad d = \sqrt[3]{\frac{(182.1)32}{3.14}} = 12.29 \text{ cm} \approx 13 \text{ cm.}$$

Esfuerzo cortante.

$$\text{Esf.}_{\text{max.}} = Q_A = \frac{PL}{2} = \frac{1660.3(26.5)}{2} = 21,998.9 \text{ Kg. cm.}$$

$$\text{Area} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14(13)^2}{4} = 132.67 \text{ cm}^2.$$

$$\sigma_c = \frac{21998.9}{132.67} = 165.82 \text{ Kg/cm}^2.$$

Esfuerzo de Cizalla.

$$\tau = \frac{P}{2A} = \frac{44,000}{2(132.67)} = 165.82 \text{ Kg/cm.}$$

Presión soportada por el eje (Alma de cada palanca).

$$\text{Presión} = \frac{P}{h \times \emptyset} = \frac{44,000}{19.2 \times 13} = 176.28 \text{ Kg/cm.}$$

Presión soportada por el eje (En los soportes de apoyo).

$$\text{Presión} = \frac{P}{h \times \phi} = \frac{44,000}{6 \times 13} = 564.10 \text{ Kg/cm}^2.$$

CALCULO DEL ORIFICIO DE LA 2DA. PALANCA.

$$y = 2.8 \text{ W} = 44 \text{ Tons. } 2y = 5.6 = d \text{ R} = 9.3 \text{ cm.}$$

$$r = \frac{130+20}{2} = 75 \text{ mm} = \text{con el Buje.}$$

$$A = b \times d' = 19.2 \times 5.6 = 107.5 \text{ cm}^2.$$

$$A' = Rb \log n. \frac{2R+d}{2R+d} = (9.3)(19.2) \log n.$$

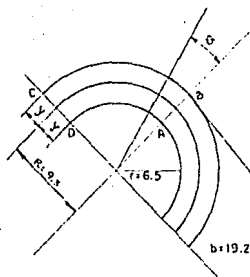
$$\frac{2(9.3)+5.6}{2(9.3)-5.6} = 111 \text{ cm}^2.$$

$$A' - A = 111 - 107.5 = 3.5 \text{ cm.}$$

$$\frac{A'}{A} = \frac{111}{107.5} = 1.03 \text{ xm}^2.$$

$$\frac{R}{R-y} - \frac{A'}{A} = \frac{9.3}{9.3-2.8} - 1.03 = 0.40$$

$$\frac{A'}{A} - \frac{R}{R+y} = 1.03 - \frac{9.3}{9.3+2.8} = 0.26$$



y = 2.8 cms.

Esfuerzo a tensión directa a través de C-D.

$$\sigma = \frac{W}{2A} = \frac{44,000}{2(107.5)} = 204.65 \text{ Kg./cm}^2.$$

Momento de flexión en un anillo en cualquier sección.

$$\frac{A}{A'} = \frac{107.5}{111} = 0.97 \quad \text{desde AB} \quad M = WR \left(\frac{1-A}{A'} - \frac{1}{2} \text{ Sen } \theta \right) = WR2$$

$$\text{Con } \theta = 90^\circ \quad Z = \frac{0.97}{3.14} - \frac{1}{2} \text{ Sen } 90^\circ = 0.19$$

$$\text{Con } \theta = 0 \quad Z_1 = \frac{0.97}{3.14} = 0.31$$

$$\text{Con } \theta = 22.5 \quad Z_2 = \frac{0.97}{3.14} - \frac{1}{2} \text{ Sen } 22.5 = 0.12$$

Cálculo de Esfuerzo.

Como Anillo.

$$\text{En A } \sigma = ZW \frac{\frac{R}{R-y} - \frac{A'}{A}}{A'-A} = \frac{(0.22)(44,000)(0.40)}{3.5} = 1,106.29 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$\text{En B } \sigma = ZW \frac{\frac{A'}{A} - \frac{R}{R+y}}{A'-A} = \frac{(0.22)(44,000)(0.26)}{3.5} = 719 \text{ Kg/cm}^2.$$

CALCULO DE LAS SECCIONES 2DA PALANCA

$$W = 14.38 \text{ ton.}$$

$$W = \frac{M}{C}$$

$$\frac{Ch^2}{6} = W$$

C=Ancho de palanca.

$$M_1 = 14,380 \times 10 = 143,800 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_1 = \frac{143800}{800} = 179.7 \text{ cm}^3$$

$$\frac{18 h^2}{6} = 179.7$$

$$h_1 = \sqrt{79.16} = 8.9 \text{ cm.}$$

$$M_2 = 14,380 \times 20 = 287,600 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_2 = \frac{287600}{8} = 359.5 \text{ cm}^3$$

$$2.27h^2 = 359.5$$

$$h_2 = \sqrt{158.37} = 12.58 \text{ cm.}$$

$$M_3 = 14,380 \times 30 = 431,400 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_3 = \frac{431400}{8} = 539.25 \text{ cm}^3$$

$$2.27h^2 = 539.25$$

$$h_3 = \sqrt{237.56} = 15.41 \text{ cm.}$$

$$M_4 = 14,380 \times 40 = 575,200 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_4 = \frac{575200}{8} = 719.0$$

$$2.27h^2 = 719$$

$$h_4 = \sqrt{316.74} = 17.80 \text{ cm.}$$

$$M_5 = 14,380 \times 50 = 719,000 \text{ Kg.cm.}$$

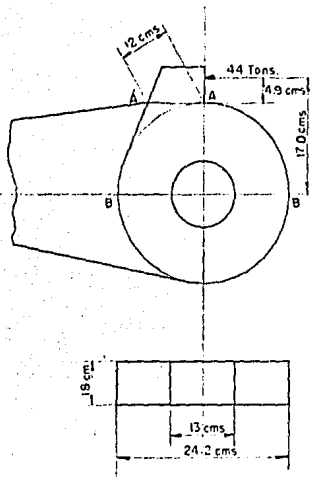
$$W_5 = \frac{719000}{8} = 898.7$$

$$2.27h^2 = 898.7$$

$$h_5 = \sqrt{395.90} = 19.90 \text{ cm.}$$

NOTA: Estas medidas son las mínimas.

SOPORTE DE LA 1RA. PALANCA.



NOTA: Se toma en condición de anillo por considerarse más extremas.

Momento respecto a B-B.

$$M = 44,000 \times 17 = 748,000 \text{ Kg. cm.}$$

$$W = \frac{I}{y} = \frac{b(D^3 - d^3)}{6D} = \frac{18(24.2^3 - 13^3)}{6(24.2)} = 1,484.5 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{MT}{W} = \frac{748,000}{1,484.5} = 503.85 \text{ Kg/cm}^2$$

Momento respecto a A-A.

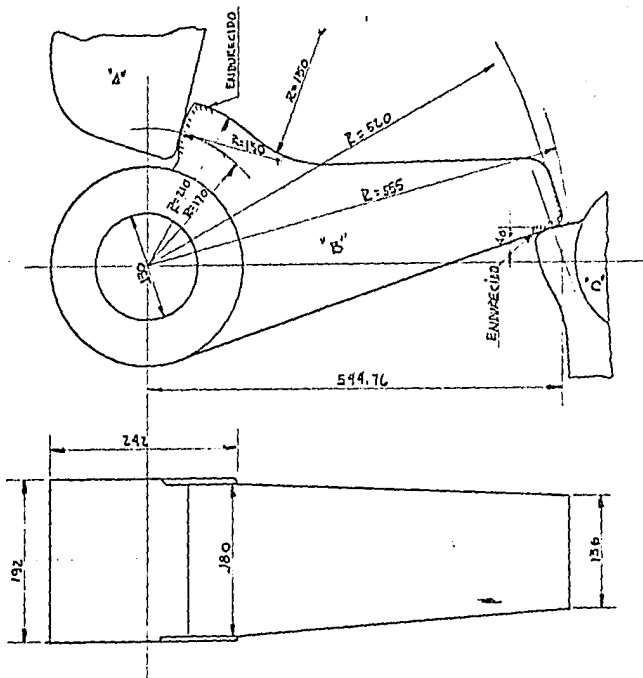
$$M = 44,000 \times 4.9 = 215,600 \text{ Kg. cm.}$$

$$\sigma = 500 \text{ Kg./cm}^2$$

$$W = \frac{M}{\sigma} = \frac{215,600}{500} = 431.1 \text{ cm}^3$$

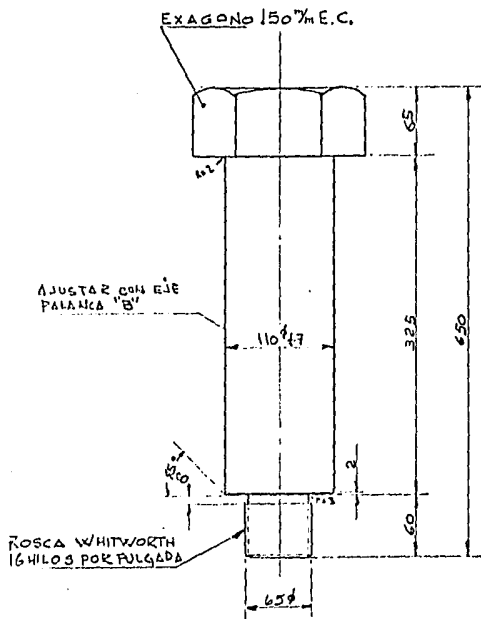
$$W = \frac{bh^2}{6} = 431.2 \text{ h} = \sqrt{143.7} = 12 \text{ cm.}$$

NOTA: Este es el ancho mínimo de la sección A-A.



NOTA: El endurecido similar a la palanca "A"

Sin escala
Medidas en M.M.



EJE PALANCA "B"

Sin escala
 Medida M.M.
 No. 137 ...

CALCULO DEL OJO DE LA 3RA. PALANCA.

$$W = \frac{b(D^3 - d^3)}{6D} = \frac{15(19.8^3 - 11.5^3)}{6(19.8)} = 788.0 \text{ cm}^3$$

Momento respecto a A-A.

$$M = 14384 \times 11.0 = 158,224 \text{ Kg.cm.}$$

$$\sigma = \frac{158,224}{788} = 200.7 \text{ Kg./cm}^2.$$

Area sección A-A.

$$19.8 - 11.5 = 8.3$$

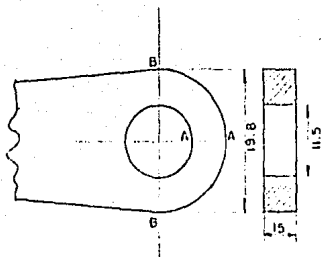
$$A = 8.3 \times 15 = 124.5 \text{ cm}^2$$

Esfuerzo de cizalla.

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{14384}{124.5} = 115.5 \text{ Kg./cm}^2.$$

Si se considera la sección B-B tendremos.

$$\tau = 115.5 \times 2 = 231.0 \text{ Kg./cm}^2.$$



C = 8 cm.

CALCULO DE LAS SECCIONES 3RA. PALANCA.

$$W = 3.164$$

$$W = \frac{M}{\sigma}$$

$$CH^2 = W$$

C=Ancho de la palanca.

$$M_1 = 3164 \times 10 = 31649 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_1 = \frac{31649}{600} = 52.73 = \frac{8.0 h^2}{6}$$

$$h = \sqrt{39.5} = 6.29 \text{ cm.}$$

$$M_2 = 3164 \times 20 = 63280 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_2 = \frac{63280}{6} = 105.4 = 1.33h^2$$

$$h = \sqrt{79.1} = 8.89 \text{ cm.}$$

$$M_3 = 3164 \times 30 = 94920 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_3 = \frac{94920}{6} = 158.2 = 1.33h^2$$

$$h = \sqrt{118.9} = 10.9 \text{ cm.}$$

$$M_4 = 3164 \times 40 = 126560 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_4 = \frac{126560}{6} = 210.9 = 1.33h^2$$

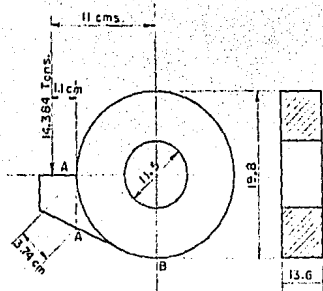
$$h = \sqrt{158.6} = 12.59 \text{ cm.}$$

$$M_5 = 3164 \times 50 = 158200 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_5 = \frac{158200}{6} = 263.6 = 1.33h^2$$

$$h = \sqrt{198.1} = 14.0 \text{ cm.}$$

SOPORTE DE LA 2DA. PALANCA.



NOTA: Se toma en estas condiciones por considerarse más extremos.

Momento respecto a B-B.

$$M = 14384 \times 11 = 158,224.0 \text{ Kg. cm.}$$

$$W = \frac{I}{y} = \frac{b(D^3 - d^3)}{6.11} = \frac{13.6(19.8^3 - 11.5^3)}{6(19.8)}$$
$$= 714.5 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{Mr}{W} = \frac{158,224}{714.5} = 221.4 \text{ kg./cm}^2$$

Momento con respecto a A-A.

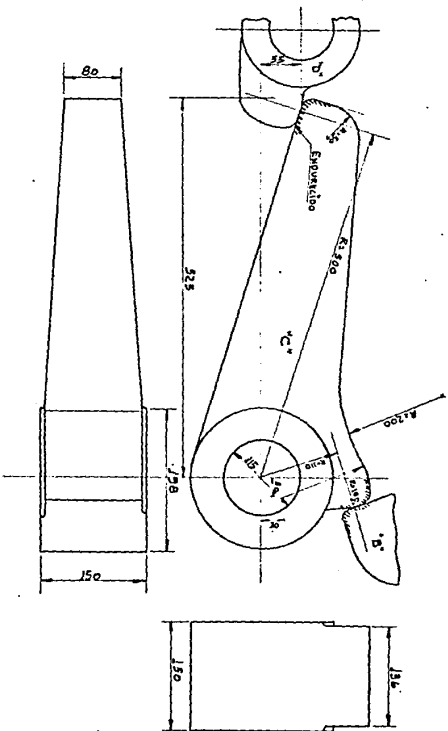
$$M = 14384 \times 1.1 = 15822.4 \text{ Kg. cm.}$$

$$\sigma = 500 \text{ Kg./cm}^2.$$

$$W = \frac{15822.4}{500} = 31.6 \text{ cm}^3.$$

$$W = \frac{bh^2}{6} \quad h = \sqrt{13.96} = 3.74 \text{ cm.}$$

NOTA: Este es el ancho mínimo de la sección A-A.

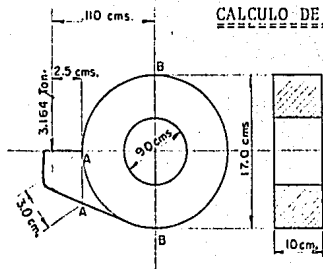


NOTA: El endurecido similiar a la palanca "A"

Sin escala

Medidas en M.M.

CALCULO DE LA 4TA. PALANCA.



Momento respecto a B-B.

$$M = 3164 \times 11 = 34804 \text{ Kg. cm.}$$

$$W = \frac{I}{y'} = \frac{b(D^3 - d^3)}{6D} = \frac{10(17^3 - 9^3)}{6(17)} = 410.2 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{Mf}{W} = \frac{34804}{410.2} = 84.85 \text{ Kg./cm}^2.$$

Momento respecto a A-A.

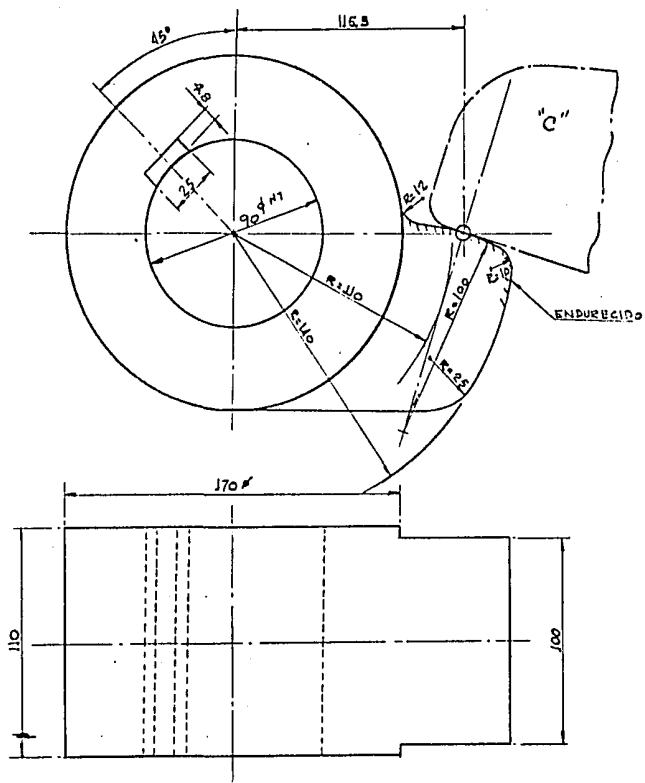
$$M = 3164 \times 2.5 = 7910 \text{ Kg. cm.}$$

$$\sigma = 500 \text{ Kg. cm}^2.$$

$$W = \frac{7910}{500} = 15.8 \text{ cm}^3.$$

$$W = \frac{bh^2}{6} = 15.8 \quad h = \sqrt{9.49} = 3.08 \text{ cm.}$$

NOTA: Este es el ancho mínimo que se debe de tener en A-A.



PALANCA "D"

NOTA: El endurecido similar a la palanca "A"

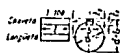
Sin escala
 Medida en M.M.

SELECCION DE LAS CHAVETAS.

De acuerdo a la tabla de dimensiones de las chavetas y chaveteros.

Tabla 76. Dimensiones de las chavetas y chaveteros

Arbol d mm	Chavetas DIN 686 (agosto 1945) y con ajuste de tolerancia, y chavetas de caña DIN 686 (enero 1946) equivalentes a introducirse a mano				Arbol d mm	Chavetas de caña DIN 142 (agosto 1922) en la caña DIN 142 (agosto 1922)				
	b · A) mm ²	f ₁ mm	f ₂ mm	M _{ch} (kg cm/min)		b · A) mm ²	f ₁ mm	f ₂ mm	b · A) mm ²	f ₁ mm
10 12	4 · 4	2,4	1,4	10	12					
12 17	5 · 5	2,9	1,6	12,5	21,5					
	(3)	(1,9)	(0,9)	(12,5)	(12,9)					
17 22	6 · 6	3,5	2,2	25,5	33					
	(4)	(2,6)	(1,2)	(17,0)	(22)					
22 30	8 · 7	4,1	2,5	35	52					
	(6)	(3,1)	(1,5)	(27)	(37)					
30 38	10 · 8	4,7	2,9	50	76					
	(8)	(3,7)	(1,9)	(43)	(57)					
38 44	12 · 8	4,9	2,7	76	88					
	(6)	(2,9)	(1,7)	(57)	(65)					
44 50	14 · 9	5,5	3,3	98	112					
	(8)	(4,0)	(2,1)	(83)	(101)					
50 58	16 · 10	6,2	3,4	125	145					
	(7)	(4,7)	(1,9)	(98)	(109)					
58 65	18 · 11	6,8	3,7	160	190					
	(7)	(4,8)	(1,9)	(109)	(115)					
65 75	20 · 12	7,4	4,1	195	225					
	(8)	(5,4)	(2,2)	(130)	(150)					
75 85	22 · 14	8,5	5,0	260	300					
	(9)	(6,0)	(2,6)	(165)	(195)					
85 95	25 · 14	8,7	4,8	300	330					
	(9)	(6,7)	(2,4)	(195)	(210)					
95 110	28 · 16	9,9	5,5	360	440					
	(10)	(6,9)	(2,6)	(240)	(275)					
110 130	32 · 18	11,1	6,3	495	585					
	(11)	(7,6)	(2,9)	(300)	(360)					
130 150	36 · 20	12,3	7,1	630	750					
	(12)	(8,3)	(3,2)	(360)	(420)					
150 170	40 · 22	13,5	7,9	825	936					
	(14)	(9,5)	(4,0)	(525)	(595)					
170 200	45 · 25	15,3	9,1	1050	1210					
	(16)	(10,5)	(4,4)	(650)	(750)					



Como el diámetro del eje es de 90mm., se localiza la chaveta y es de 25 X 14 mm.

Para determinar la longitud es por momentos de acuerdo a M_{10} de la misma tabla y se tomó 315 Kg. cm./mm.

$$M_{MAX} = F \times R = 3.164 \times 11 = 34804 \text{ Kg. cm.}$$

$$l_{ch} = \frac{34804}{315} = 110 \text{ MM}$$

315

La medida de la chaveta es 25 X 14 X 110 MM.

CÁLCULO DE LA STA. PALANCA.

Cálculo del eje.

$$\text{Momento de torsión} = 3164 \times 11.0 = 34,804 \text{ Kg. cm.}$$

$$\text{Momento flector} = \frac{PL}{2} = \frac{3164 \times 8}{2} = 12,656.0 \text{ Kg. cm.}$$

$$M_c = \frac{1}{2} (M_f + \sqrt{M_f^2 + M_t^2}) = \frac{1}{2} (12.6 + \sqrt{(12.6)^2 + (34.8)^2}) =$$

$$24.81 \text{ Tons. cm.}$$

$$\text{Fatiga de flexión equivalente} = W = \frac{Mc}{Z} \quad \sigma = 500 \text{ Kg./cm}^2$$

$$Z = 24819 = 49.61 \text{ cm}^3.$$

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} = \sqrt[3]{\frac{49.6 \times 32}{3.14}} = 7.97 \text{ cm.}$$

NOTA: Se toma un porcentaje entre 40 y 50% de debilitamiento por la chaveta.

$$\frac{\pi d^3}{32} \cdot 1.45 = \frac{\pi d_1^3}{32} \quad d^3 \times 1.45 = d_1^3 \quad 7.97^3 \times 1.45 = d_1^3$$

$$d_1 = \sqrt[3]{734} = 9.02 \text{ cm.}$$

$$\text{Por aprox. } d_1 = 90 \text{ mm. } \emptyset$$

Esfuerzo de torsión.

$$Z = \frac{Mt}{W} = \frac{32 Mt}{D^3} = \frac{32 \times 34,804}{3.14 \times 729} = 486.54 \text{ Kg./cm}^2.$$

Esfuerzo de flexión.

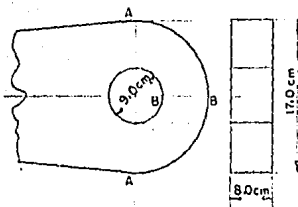
$$X = \frac{Mf}{W} = \frac{32 Mf}{d^3} = \frac{32 \times 12,656}{3.14 \times 729} = 176.93 \text{ Kg./cm}^2.$$

Esfuerzo máxima.

$$\max = \frac{X}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{X^2 + 4Z^2} = \frac{176.9}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{176.9^2 + 4(486.5)^2} +$$

$$\max = 582.93 \text{ Kg./cm}^2.$$

CALCULO DEL OJO DE LA STA. PALANCA.



$$W = \frac{8(17^3 - 9^3)}{6(17)} = 318.16 \text{ cm}^3.$$

Momento respecto A-A.

$$M = 3164 \times 11 = 34804 \text{ Kg. cm.}$$

$$\sigma = \frac{34804}{328.16} = 106. \text{ Kg./cm}^2.$$

Area sección A-A.

$$17 - 9 = 8.$$

$$A = 8 \times 8 = 64 \text{ cm}^2.$$

Esfuerzo de cizalla.

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{3164}{64} = 49.4 \text{ Kg./cm}^2.$$

Si se considera la sección B-B tenemos.

$$\tau = 49.4 \times 2 = 98.88 \text{ Kg./cm}^2.$$

CÁLCULO DE LAS SECCIONES DE LA STA. PALANCA.

$$W = 0.630 \text{ Tons.}$$

$$W = \frac{N}{C}$$

$$Ch^2 = W$$

C=Ancho de la palanca..

$$M_1 = 630 \times 10 = 6300 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_1 = \frac{6300}{600} = 10.50 = 3.5 \text{ h}^2$$

$$h = \sqrt{18} = 4.24 \text{ cm.}$$

$$M_2 = 630 \times 20 = 12600 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_2 = \frac{126}{6} = 21 = 0.58h^2$$

$$h = \sqrt{36} = 6 \text{ cm.}$$

$$M_3 = 630 \times 30 = 18900 \text{ Kg.cm.}$$

$$W_3 = \frac{189}{6} = 31.5 = 0.58h^2$$

$$h = \sqrt{54.3} = 7.37 \text{ cm.}$$

$$M_4 = 630 \times 40 = 25200 \text{ Kg.cm.}$$

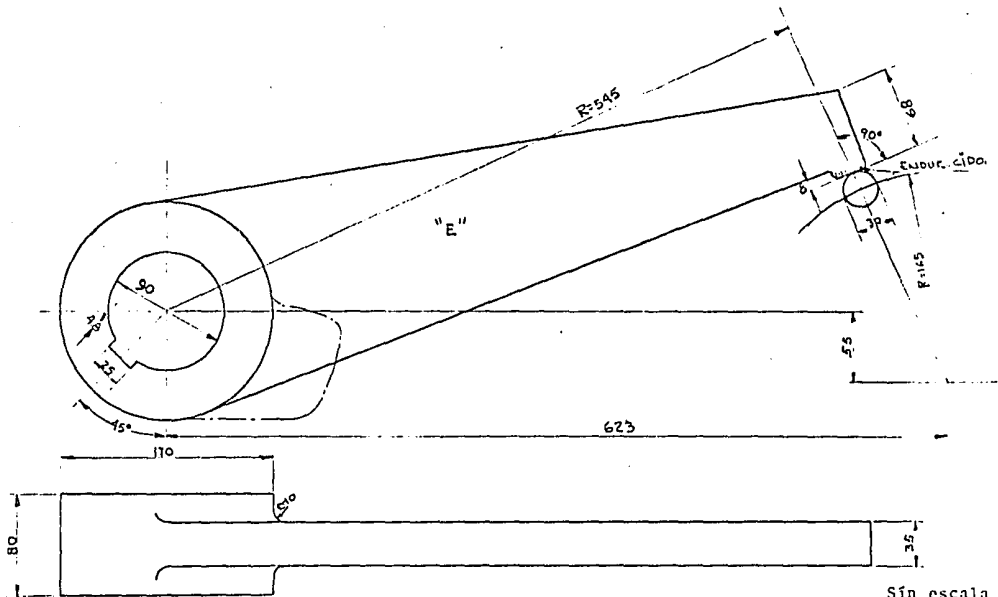
$$W_4 = \frac{252}{6} = 42 = 0.58h^2$$

$$h = \sqrt{72.4} = 8.52 \text{ cm.}$$

$$M_5 = 630 \times 50 = 31500 \text{ Kg. cm.}$$

$$W_5 = 315 = 52 = 0.58h^2$$

$$h = \sqrt{90.5} = 9.51 \text{ cm.}$$

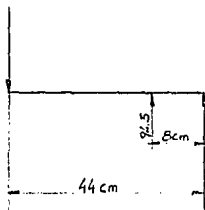


Sin escala
Medida en M.M.

NOTA: El endurecido es de acuerdo a palanca "A" y la chaveta es similar a la palanca "D"

No. 149

PESO NECESARIO PARA VENCER EL ROZAMIENTO DE LA STA. PALANCA



$$R = 0.15 \times 630 = 94.50 \text{ Kgs.}$$

$$P_{44} = 94.5 \times 8 \quad P = \frac{94.5 \times 8}{44} = 17.18 \text{ Kgs.}$$

que serían necesarios en la condición estática.

Teniendo en cuenta que al peso cae de una altura de 0.36 mts. partiendo de una velocidad cero, caerá sobre el sector con una velocidad V que será:

$$V = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \times 9.8 \times 0.36} = \sqrt{6.86} = 2.62 \text{ m/seg.}$$

Fuerza tangencial para un radio $r = 0.44$ mts.

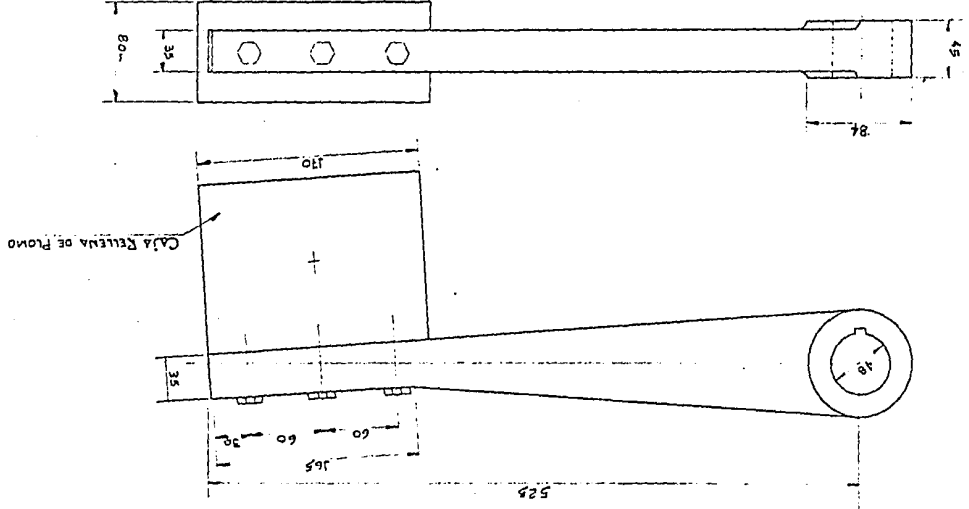
$$F_T = \frac{MV^2}{r} = \frac{17.18/9.81 \times 2.62^2}{44} = 27.3 \text{ Kg.}$$

NOTA: De acuerdo al cálculo anterior necesitamos 17.18 Kg., para vencer la fuerza estática y por lo tanto redondeando el peso necesario se considera de 20 Kg.

NOTA: Chaveta de acuerdo a tabla de chavetas y chaveteros con medida de 14 X 9 X 45 MM.

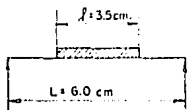
Sin escala

Medida en M.M.



CALCULO DEL TORNILLO DE APOYO DE LA 4ta. PALANCA.

Este tornillo es cargado por la 4^a palanca, siendo la carga que obra sobre el mismo de 630 Kg. Esta carga obra repartida en la superficie de la placa.



$$M = \frac{P}{4} \left(L - \frac{l}{2} \right) = \frac{630}{4} \left(6 - \frac{3.5}{2} \right) = 669.4 \text{ Kg. cm}$$

Fijamos un esfuerzo de $\sigma = 500 \text{ Kg. cm}^2$

$$W = \frac{M}{\sigma} = \frac{669.4}{500} = 1.34 \text{ cm}^3$$

$$\frac{\pi d^3}{32} = 1.34 \quad d^3 = \frac{1.34 \times 32}{3.14} = 13.66$$

$$d = \sqrt[3]{13.66} = 2.39 \text{ cm.}$$

Ponemos por lo tanto un tornillo de 1" mínimo de diámetro.

Cálculo del tornillo tope 4ta. palanca.

(Para el tope de la 4ta. palanca.)

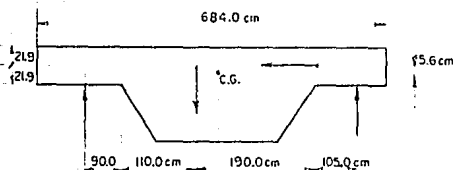
Esfuerzo de cizalla sobre los dos tornillos = 94.5 Kg. (ver peso necesario para vencer rozamiento 4ta. palanca).

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad A_1 = 0.29 \text{ cm}^2 \text{ para su tornillo de } 5/16" \text{ } \phi.$$

$$A = 0.295 \times 2 = 0.59 \text{ cm}^2$$

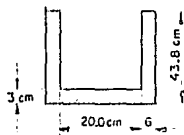
$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{94.5}{0.59} = 160.17 \text{ Kg./cm}^2 \text{ esfuerzo de cizalla en los tornillos}$$

CALCULO DE LA CAJA DE PALANCAS.



1ª Palanca = 150 Tons.

2ª Palanca = 42.5 Tons.



Elemento	A	d	Ad	Ad ²	I Propio
Laterales	525.6	21.9	11511	252,084	42015
Fondo	60	1.5	90	135	45

586.6

11600

$$d = \frac{11600}{586} = 20 \text{ cm.}$$

$$I = \text{Momento total} = 62,279 \text{ cm}^4$$

Suponemos la caja sometida a 2 condiciones de fuerzas. Las reacciones de las palancas 1 y 2 entonces tendremos.

Palanca N° 2.

$$M_2 = \frac{P_{ab}}{L} = \frac{42500 (200) (295)}{495} = 5,065,656 \text{ Kg. cm.}$$

Palanca N° 1.

$$M_1 = 150,000 \times 5.6 = 840,000.00 \text{ Kg. cm.}$$

La superposición de diagramas de momentos flectores nos dará suma de ambos.

$$M_{\text{total}} = 506,570 + 840,000 = 1,346,570 \text{ Kg.cm.}$$

Módulo de la sección de la caja.

$$Y = 43.8 - 20 = 23.8$$

$$\text{Módulo} = \frac{I}{Y} = \frac{62,279}{23.8} = 2616.7 \text{ cm}^3$$

Esfuerzo de la caja como viga.

$$\frac{M}{I} = \frac{1,346,570}{2616.7} = 514 \text{ Kg./cm}^2$$

Esfuerzo de compresión.

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{150,000}{525.6} = 285.4 \text{ Kg./cm}^2$$

CALCULO DE LAS OREJETAS (SOPORTE 3ra. PALANCA).

$$P = 14.384 \text{ Tons. en 2 soportes.}$$

$$\sigma = 500 \text{ Kg./cm}^2.$$

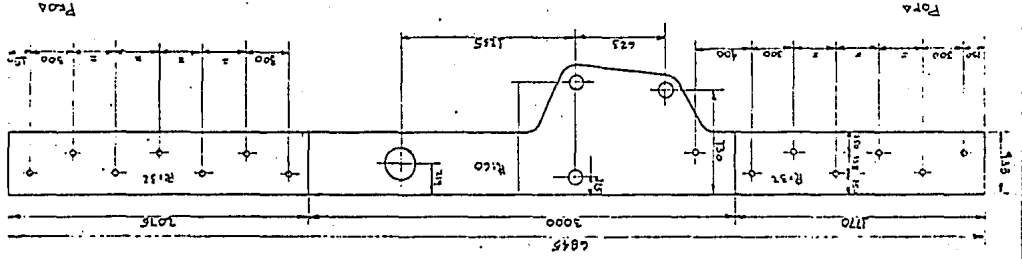
$$P_1 = \frac{P}{2} = 7192 \text{ Kg.}$$

$$C = \frac{P}{A} \quad A = \frac{P}{\sigma} = \frac{7192}{500} = 14.38 \text{ cm.}$$

$$A = bh \quad h = \frac{A}{b} = \frac{14.38}{6.0} = 2.4 \text{ cm.}$$

NOTA: Debido a que el diámetro del eje es bastante grande respecto a la dimensión de las orejetas se aumentan a 70 cm.

PLATINAS DE SOPORTE.



NOTA: Los soportes de cada palanca ajustarlo con el eje.
Sin escala Medida en M.M.

CALCULO DEL TOPE DE LA ANGUILA.

Secciones laterales del tope.

$$P = 150,000 \text{ Kg. } A = h - e$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{150,000}{2 \times 25 \times c} = \frac{3000}{c}$$

Si consideramos a $e = 4.5 \text{ cm.}$ tenemos

$$\sigma = \frac{3000}{4.5} = 666.6 \text{ Kgs./cm}^2$$

$$L = 20.5 \text{ cm.}, M_{\max} = \frac{P}{12} = \frac{150,000(20.5)}{12}$$

$$= 256,250 \text{ Kg./cm.}$$

$$W = \frac{M}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{256,250}{500} = 512 \text{ cm}^3 \text{ Es el módulo que se necesita.}$$

$$W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{30(28.8)^3 - 20(24.8)^3}{9(28.8)} = 2381.8 \text{ cm}^3$$

NOTA: Con las medidas antes dadas se satisface ampliamente.

3.1.B Componentes de las llaves.

En función con los cálculos y definiciones anteriores, se enumera a continuación las partes que componen las llaves eléctricas de 150 Tons. para un buque de 22,000 T.P.M. son :

Cantidad	Descripción
2	Palancas A
2	Ejes de palancas A
2	Palancas B
2	Ejes de palancas B
2	Palancas C
2	Ejes de palancas C
2	Palancas D
2	Ejes de palancas D y E
2	Palancas E
2	Palancas de sector
2	Contrapesos
2	Electroimanes de 36 Volts.
2	Gualderas fijas (6.8 mts. de long.)
2	Gualderas móviles (6.0 mts. de long.)

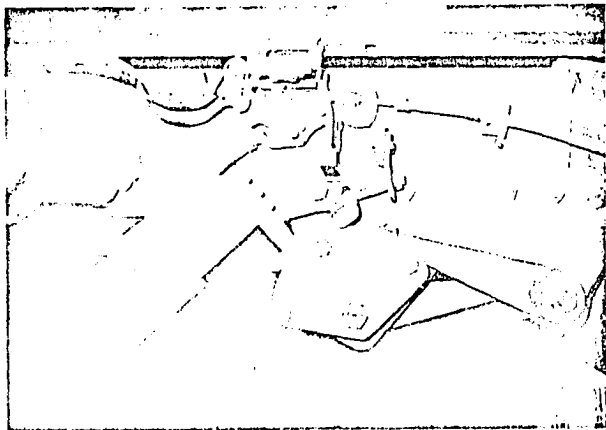
3.1.C. Sistema eléctrico

El procedimiento que posteriormente se describe es el más usual porque se necesita una sincronización en el momento de las caídas de las palancas, ó sea debe de ser al mismo tiempo esto para poder tener la seguridad que el buque quedé libre su deslizamiento de lado de estribor y del de babor; el que esto no ocurriera podría producir un accidente de consecuencias muy altas como podría ser que el buque pierda la línea de deslizamiento y llegar a caer de sus correderas ó golpear contra uno de los laterales de la grada.

Este sistema se utilizan dos diferentes tipos de voltaje, - el normal para el alumbrado y alarmas que es de 110 volts. y el ya directamente en lo es el dispositivo de disparo que este va a 32 volts., esto no proporciona más seguridad durante las labores de lanzamiento - evitandonos un posible accidente y que como sucede en algunas ocasiones los niveles donde van colocadas las llaves se encuentra al nivel de la marea. Para eliminar este inconveniente en algunos lanzamientos se ha sustituido el sistema eléctrico por otro de tipo mecánico y que realiza la misma función que la bobina del electroiman sobre la placa que atrae, que es el origen de la caída de las diversas palancas, este sistema se aprecia en la fotografía.



O bien se tienen dispuestos ambos sistemas según se aprecia en la fotografía.



Las componentes que forman el sistema eléctrico de 32 voltios son :

- Dos bancos de baterías número 1 y 2
- Un interruptor de fusibles (3)
- Un botón de disparo (4)
- Dos bobinas (5)

Bancos de batería

Un banco de baterías es solamente para activar las bobinas de disparo, localizado este en proa del buque al lado de babor. El otro banco de baterías es para el alumbrado provisional que se encuentra en la parte interior de las imadas del buque para poder efectuar los trabajos de lanzamiento, este alumbrado es solamente de la parte de llaves a popa y también trabaja como banco de respaldo en caso de

algún problema en el primer banco.

Interruptor de fusibles

El interruptor es una parte donde se lleva en cierta forma la seguridad que el sistema no trabaje, ya que los fusibles de cartucho de 30 amp. se les ponen hasta no tener una orden directa del Director Técnico, y esto es hasta el momento después de quitar los candados de seguridad del contrapeso de las llaves, previa revisión del encargado de cada una de las llaves que no este disparada la palanca de iman por algún accidente.

Botón de disparo

Es el que activa las bobinas en el instante de lanzamiento.

Bobinas

Estas son el punto final del circuito, esto al trabajar atraen una palanquita que es la que sostiene el balancín de apoyo del contrapeso liberandose todo el sistema.

Estas dos bobinas son instaladas en paralelo para que al momento de ser activadas sean simultaneas en babor y estribor del buque.

Componentes que forman el sistema eléctrico de 110 volts.

Un centro de carga	(6)
Un botón de señalización	(7)
Una lámpara piloto	(8)
Dos interruptores	(9)
Dos lámparas piloto	(10)
Dos timbres	(11)

Centro de carga

Este centro de carga es de dos circuitos; el primero es utilizado para activar el botón de señalización de luz previa al lanzamiento. El otro circuito es para activar los interruptores.

Boton de señalización

Este está situado en la tribuna principal y es el que oprime la persona que simbólicamente bota el buque, ya que este solamente activa o enciende un foco que da la señal al Director Técnico.

Lámpara piloto

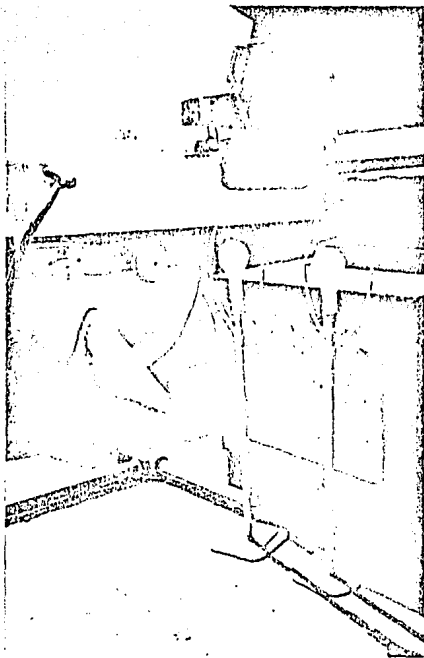
Indica que ya fué oprimido el botón de señalización.

Interruptores

Estos son del tipo towle de un polo un tiro, estos están colocados en la parte final del recorrido del machete principal y son activados por estos al caer y encienden las lámparas piloto.

Lámparas piloto.

Estas están colocadas a la vista del Director Técnico en la parte de proa y sirven para que pueda apreciar cuando cada una de las palancas cae. Estas están pintadas de acuerdo a cada uno de los laterales babor ó estribor, y estas se pueden ver con que sincronización caen las palancas principales y si estas han caído.



Timbres

Estos están colocados donde están las llaves e indican de una manera auditiva la caída del machete principal con esto el buque queda libre, si por alguna razón una de las dos no suena la alarma - para que el encargado active en forma manual el mecanismo y con esto tratar de que con esta complicación no tenga consecuencias mayores - puede llegar a ser un accidente en gran escala.

También sirve para después de que las llaves han caído, el personal que se encuentra en esas áreas se ponga en zonas lo más seguras posibles.

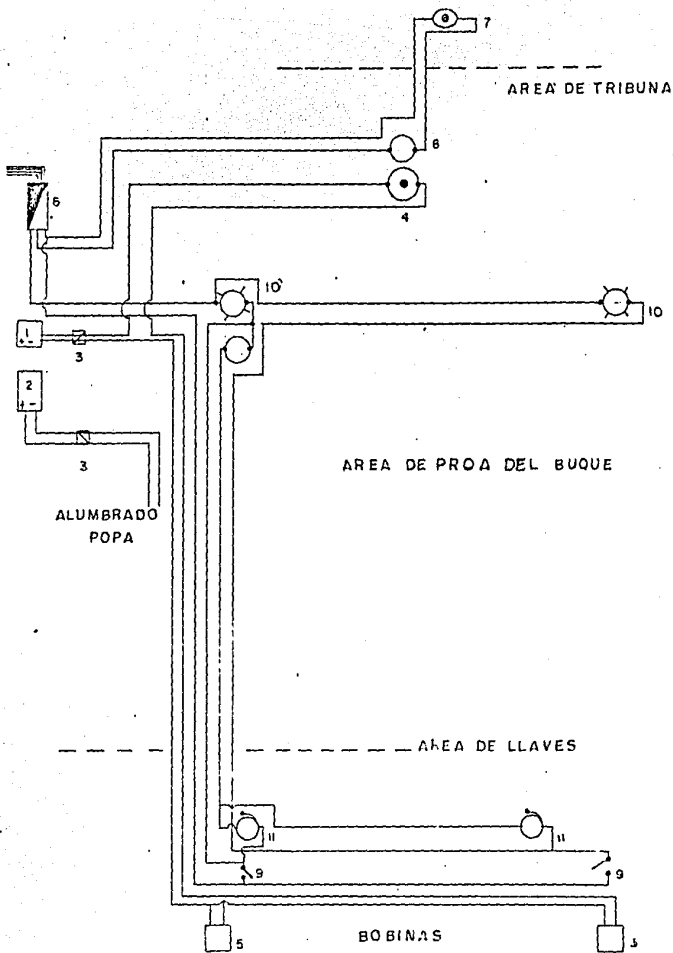


DIAGRAMA UNIFILAR DEL SISTEMA ELECTICO No.165....

3.1.D. Pruebas de llaves

Se divide en dos que son pruebas a los componentes y de conjunto.

Prueba a los componentes

Antes de proceder a la elaboración de las llaves, se harán plantillas de las palancas en chapa metálica ó similar, en tamaño natural, y se comprobará su correcto contacto y funcionamiento, montándolas con las cotas fijadas en los planos sobre una superficie plana.

En todas las piezas forjadas, se dejarán sobrantes de material para tomar probetas, con las cuales se comprobarán las características mecánicas y químicas del mismo. Estas probetas se cortarán después de haber sometido la pieza al tratamiento térmico de normalizado.

Todas las piezas forjadas (palancas y ejes) y las gualderas, serán sometidas a inspección ultrasónica, para detectar algún posible defecto, y las uniones soldadas de las gualderas, a reconocimiento radiográfico.

Las superficies de contacto en palancas, se endurecerán en las zonas que se indican en los planos.

Se verificarán cuidadosamente tanto en elaboración como en montaje, las posiciones relativas de ejes de giro y dimensiones de los diferentes elementos, con el fin de que las dos llaves sean iguales dentro de las tolerancias lógicas.

Pruebas en conjunto.

Por la presión que se requiere que estos mecanismos trabajen se realizan una serie de pruebas con bastante anticipación.

Para esto se efectúan dos diferentes tipos que se llaman pruebas de carga y pruebas de simultaneidad.

Pruebas de carga

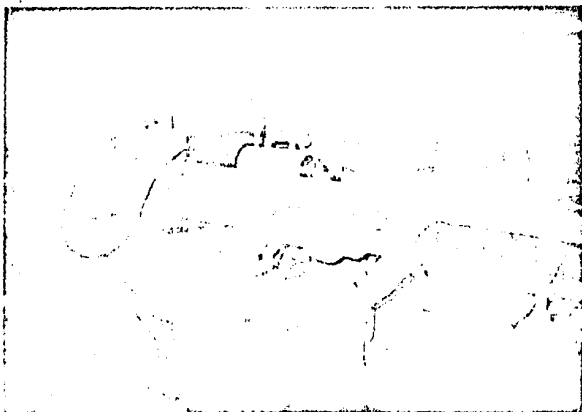
Este procedimiento es el primero que se realiza y es independiente con cada llave, este es realizando antes de colocar la --grasa en las imadas.

Procedimiento

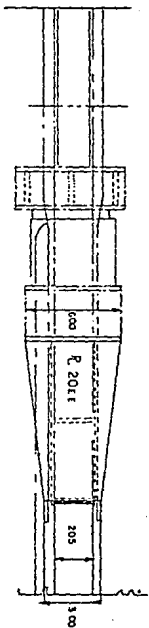
Para esta prueba se utilizan dos pistones hidráulicos los cuales son colocados contra su tope que esta soldada sobre los mismos soportes de las llaves, como se ilustra en el dibujo, se le aplican presiones de 50, 100, 125, 150 Tons. que es la presión que tendría al estar soportando el buque.. En cada caso se mantiene la carga durante 15 minutos y despues se miden las flechas en cada palanca.

Este procedimiento se realiza cuantas veces sea necesario hasta obtener una satisfacción absoluta. Este mismo procedimiento - se repite con la otra llave:

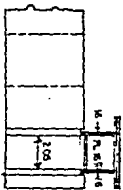
Al disparar las llaves se comprobará si las palancas no --golpean entre sí.



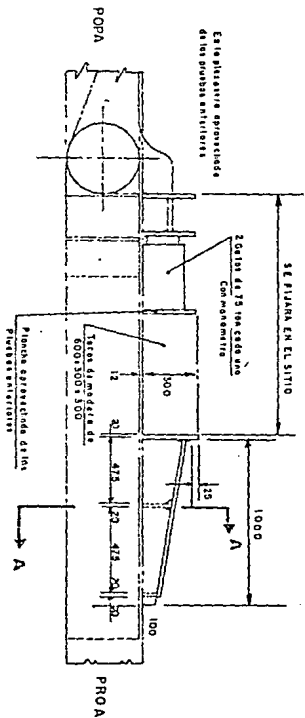
VISTA VERTICAL



SECCION POR
"A-A"



VISTA HORIZONTAL



Estructura soporte de pistones hidráulicos utilizada para
Las llaves de 150 Tons.

Presión de prueba.

La presión que debe ejercer el pistón está en relación al peso del buque y a la pendiente de las imadas, estos datos los obtenemos de la tabla No. V, en la pag. 75 nos indican que el peso del buque en el lanzamiento es de 5330 Tons., y la pendiente de las imadas de 5.8%.

Las toncladas totales a soportar las llaves son 203 Tons., teniendo en cuenta el rozamiento de las grasas, y si estas son en dos llaves, tendremos que probar cada uno de los disparos a 101.5 Tons. mínimo; y considerando un coeficiente de seguridad aproximado del 50%, se deberán probar hasta 150 Tons. cada una.

Por tanto nosotros utilizamos dos pistones hidráulicos RR-7513 marca Enerpac de capacidad para 75 Tons., con la bomba PEM-8418 de dos vías y el cual tiene una diámetro en el pistón de 3-3/4" 9.53 cm.

Para el caso de 25 Tons nos resulta una presión de :

$$d = 9.53 \text{ cm.} \quad A = \frac{d^2}{4} = \frac{(9.53)^2}{4} = 70.88 \text{ cm}^2.$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{12500 \text{ Kg.}}{70.88 \text{ cm}^2} = 176.3 \text{ Kg/cm}^2 = 2520 \text{ Lbs./pulg.}^2$$

Así se realizarían para el resto de las fuerzas a aplicar según la siguiente tabla

Carga total	Por piston	Presión en manómetro	
		Kg.	Lbs.
25,000 Kg.	12,500 Kg.	176.3	2520
50,000 Kg.	25,000 Kg.	352.7	5039
100,000 Kg.	50,000 Kg.	705.4	10,078
125,000 Kg.	62,500 Kg.	881.7	12,597
150,000 Kg.	75,000 Kg.	1058.1	15,116

Pruebas de simultaneidad

Estas son realizadas aprox., un mes antes de la fecha de lanzamiento donde se ajustan los mecanismos para la caída de las palancas para que sea lo más exacta posible, tambien ver si no hay algún obstáculo en las caídas, provocado por los mismos trabajos de botadura.

Estas pruebas se realizan tres veces por semana durante las tres primeras semanas, y en la última semana esta se realiza diariamente.

Para realizarla se ponen lámparas piloto y timbres como se ha indicado anteriormente en el sistema eléctrico.

3.2.A Cálculo de los gatos hidráulicos.

De la tabla No. V, pag. 75 obtenemos :

P = Peso del buque = 5330 Tons. en el lanzamiento

f = Coef. de rozamiento inicial = 0.02

= Angulo de la grada = 3.31 grados

F = Fuerza de rozamiento inicial = P x f x Cos α

F = 5330 x 0.02 x Cos 6 = 106.02 Tons.

Esta es la fuerza total que hay que romper con los pistones hidráulicos, y si esta la dividimos entre dos, nos queda que cada pistón debe de empujar 53 tons. para romper la fuerza de rozamiento del buque si fuera necesario.

Los pistones utilizados en este caso son pistones sencillos pero de una carrera larga, como es el pistón modelo RR-7513 de 75 Tons. marca Enerpac.

Diámetro del hástago = 3 3/4 pulg. = 9.53 cm.

$$d = 9.53 \text{ cm} \quad A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14(9.5)^2}{4} = 70.88 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{53,000}{80.88} = 747.72 \text{ Kg/cm}^2 = 10,700 \text{ Lbs/pulg}^2 \text{ presión en manómetro.}$$

Estos pistones son probados antes de que estos sean colocados en el extremo de proa del patín, para poder ver si estos empujan las -- 53 tons. a satisfacción.

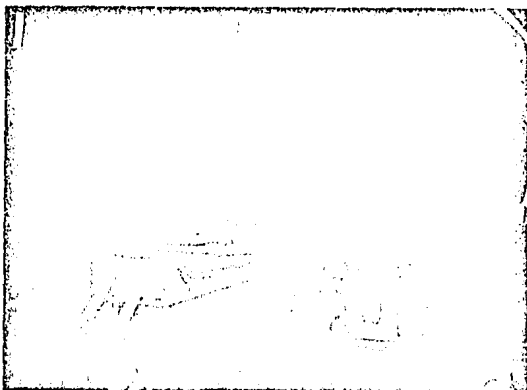
Como el empuje debe de ser rápido se aplica una bomba hidráulica eléctrica Modelo PEM-8418 marca Enerpac.

3.2.B Estructura y Detalles..

El funcionamiento esencial de los pistones hidráulicos es romper el coeficiente estático de rozamiento que tienen las grasas aplicadas, en el caso de que este no ceda por el propio peso del buque

Este se compone de un sistema normal de pistón hidráulico y su bomba, solo que este procedimiento debe de ser rápido en su empuje para aplicarlo inmediatamente después de que las llaves han caído.

Este pistón hidráulico es colocado en la parte final a proa de las anguilas como se muestra posteriormente.



Detalles.

Generador de emergencia

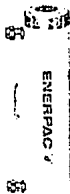
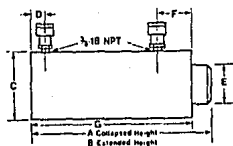
Todo el sistema de los gatos de empuje se prepara la alimentación eléctrica directamente con energía de C.F.E., pero además de esta línea se prepara una adicional de un generador de emergencia por si fallara la primera.

Madera de aumento

Este es un suplemento de madera que se coloca como una existencia mayor del tramo de madera que ya tiene colocado el sistema desde el inicio y este suplemento nos serviría como un empuje adicional realizado por los mismos pistones hidráulicos.

El largo de esta madera es de acuerdo a la longitud que tiene el vástago del pistón.

La siguiente tabla nos indica las características del pistón.



75 Ton
13 1/2" Stroke
RR-7513

		Piston Cylinder Quantity Q to Max. (Inch)	Effective Cylinder Area (sq. in.)	D1 Quantity (in. in.)	Internal Pressure at Capacity (psi)	Stroke (in.)	A Collapsed Height (in.)	B Extended Height (in.)	Bed Length (in.)	C Base Dia. (in.)	D Cyl. Dia. (in.)	E Base to Top Part (in.)	F Collar to Top Part (in.)
PUSH	0-10	2 23	22 3	8 950	10	16 1/2	26 1/2	15 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	1 1/2	2 1/2
PULL	0-3	75	75 2	8 000									
PUSH	0-10	2 23	26 8	8 970	12	18	30	17 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	1 1/2	2 1/2
PULL	0-3	31	8 5	8 950									
PUSH	0-30	6 49	55	9 250	8 1/2	15 1/2	23 1/2	14 1/2	2 1/2	2 1/2	4	1 1/2	3 1/2
PULL	0-5	2 55	25	3 500									
PUSH	0-30	6 49	54	9 240	14 1/2	21 1/2	36 1/2	21 1/2	2 1/2	2 1/2	4	1 1/2	3 1/2
PULL	0-5	2 55	43	3 500									
PUSH	0-50	11 06	63	9 074	6 1/2	13 1/2	19 1/2	13	3 1/2	3 1/2	5	1 1/2	3
PULL	0-10	3 38	21	5 925									
PUSH	0-50	11 045	146	9 054	13 1/2	20 1/2	33 1/2	20	3 1/2	3 1/2	5	1 1/2	3
PULL	0-10	3 375	44	5 925									
PUSH	0-75	15 00	97 4	9 430	6 1/2	13 1/2	19 1/2	13 1/2	4 1/2	3 1/2	5 1/2	1 1/2	3
PULL	0-17	4 86	23 4	7 000									
PUSH	0-75	15 00	208 6	9 430	13 1/2	20 1/2	33 1/2	20 1/2	4 1/2	3 1/2	5 1/2	1 1/2	3 1/2
PULL	0-17	4 86	63 8	7 000									
PUSH	0-100	20 63	135	9 700	6 1/2	13 1/2	20	13 1/2	5 1/2	3 1/2	6 1/2	1 1/2	2 1/2
PULL	0-47 9	9 58	63	10 000									
PUSH	0-100	20 63	271	9 700	13 1/2	19 1/2	33	19 1/2	5 1/2	3 1/2	6 1/2	1 1/2	2 1/2
PULL	0-47 9	9 58	126	10 000									
PUSH	0-150	30 7	69	9 778	2 1/2	7 1/2	9 1/2	7 1/2	6 1/2	4 1/2	8	3 1/2	2 1/2
PULL	0-30 3	14 8	33	4 100									
PUSH	0-150	30 7	407	9 778	13 1/2	22 1/2	35 1/2	21 1/2	6 1/2	4 1/2	8	1 1/2	3 1/2
PULL	0-74	14 8	154	10 000									
PUSH	0-150	30 7	965	9 778	32 1/2	43 1/2	76 1/2	43 1/2	6 1/2	4 1/2	8	3	3 1/2
PULL	0-74	14 8	475	10 000									
PUSH	0-200	44 2	265	9 054	6	16 1/2	22 1/2	15 1/2	7 1/2	5 1/2	9 1/2	2 1/2	3 1/2
PULL	0-112	22 5	135	10 000									
PUSH	0-200	44 2	574	9 054	13	23 1/2	36 1/2	22 1/2	7 1/2	5 1/2	9 1/2	2 1/2	3 1/2
PULL	0-112	22 5	293	10 000									

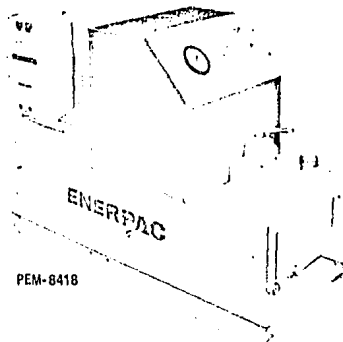
Características de la bomba.

HI-FLOW HYDRAULIC PUMPS

ELECTRIC POWERED 0-10,000 psi

For Hi-Tonnage Cylinders or Multiple Cylinder Hookups

Deliver up to 4.4 Gal./Min. at 0-5,000 PSI and up to 2 Gal./Min. at 5,000-10,000 PSI



PEM-8418

HYDRAULIC PUMP: Precision 6-piston hydraulic pump with two-stage operation and automatic unloading valve.

DIMENSIONS: 46 $\frac{1}{2}$ " Long; 22 $\frac{1}{2}$ " Wide; 35" High.

FLOWS: 4.4 GPM at 5,000 psi and 2 GPM at 5,000-10,000 psi.

ELECTRIC MOTOR: 12 $\frac{1}{2}$ H.P. motor with 50 amp, 60 cycle, 3 phase operation.

For 220 volt A.C. model with 2-way Valve (for Single-Acting cylinders):

ORDER MODEL NO. PEM-8218

For 440 volt A.C. model with 2-way Valve (Single-Acting cylinders):

ORDER MODEL NO. PEM-8218C

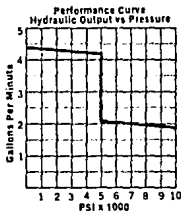
For 220 volt A.C. model with 4-way Valve (for Double-Acting cylinders):

ORDER MODEL NO. PEM-8418

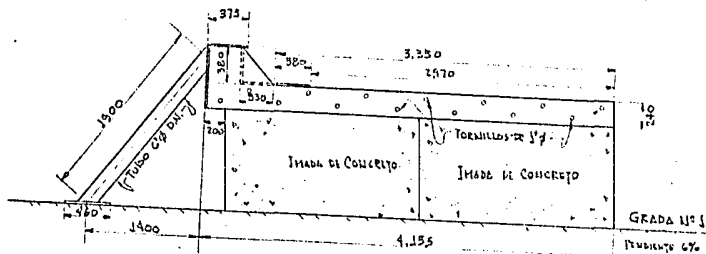
For 440 volt A.C. model with 4-way Valve (for Double-Acting cylinders):

ORDER MODEL NO. PEM-8418C

FLOWS:
4.4 GPM
at 5,000 psi
2 GPM
at 5,000 -
10,000 psi

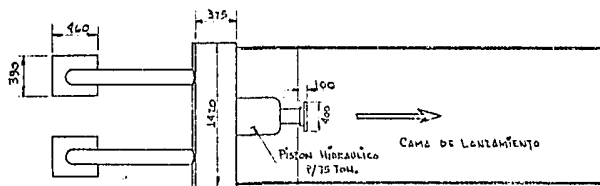


Medidas reales de la estructura de soporte de los pistones hidráulicos.



99 VISTA DE PERFIL PA

NOTA:
TODA LA PLACA ES
DE 1" DE ESPESOR



99 VISTA EN PLANTA PA

CALCULO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LOS PISTONES HIDRAULICOS.

TORNILLOS.

Los tornillos son de 1" por lo tanto el área es:

$$A = r^2 \pi = 1.27^2 \pi = 5.06 \text{ cm}^2.$$

Esfuerzo cortante.

$$G = \frac{4}{3} \frac{F}{A} \quad F = \frac{G A 3}{4} = \frac{500 (5.06) (3)}{4} = 1897 \text{ Kg./cada uno.}$$

Fuerza de un lado = $1897 \times 14 \text{ pzas.} = 26.565 \text{ Kg.}$

Como los tornillos son pasados tienen dos secciones de cortante.

$$26,565 \times 2 = 53,130 \text{ Kg.}$$

Esta sugestión es suficiente ya que la máxima fuerza que se ejerce es de 53,00 Kg.

SOLDADURA.

Las platinas que es la soldadura que más trabaja tenemos:

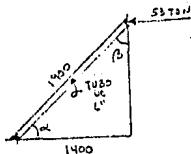
$$330\text{mm.} \times 4\text{mm. de cuello} = 1320 \text{ mm}^2$$

Si consideramos que la soldadura tiene una resistencia de 50 Kg./mm² tenemos.

$$1320 \times 50 = 66,000 \text{ Kg.}$$

Como esta soldadura va en las dos cartelas esta completamente sobrada.

TUBOS



$$\cos \alpha = \frac{1400}{1900} = 0.737$$

$$\alpha = 42.53^\circ \quad \beta = 47.46^\circ$$

$$F^1 = 53 \times \cos 47.46^\circ = 35.83 \text{ Ton.}$$

Esta fuerza repartida en 2 tubos tenemos.

$$35.83 \div 2 = 17.91 \text{ Ton.}$$

Si consideramos el esfuerzo del tubo de 1000 Kg/cm^2 tenemos.

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad A = 17910 = 17.9 \text{ cm}^2 = 2.77 \text{ pulg.}^2$$

En la tabla comercial Wrought Steel pipe data se puede ver - que el tubo de 6" tienen área de sobra y por lo tanto con los tubos so los sería suficiente para soportar esa fuerza.

3.3 CALCULO DE LOS SISTEMAS DE FRENADO Y DETENCION EN EL AGUA.

Como se ha dicho anteriormente la necesidad de usar retenidas es principalmente el que se tengan obtáculos en el área donde se efectúa un lanzamiento en la bahía de Guaymas, donde está localizado este Astillero, podemos observar que no se tiene ningún obstáculo aparente para el lanzamiento del buque.

Para poder determinar esto se necesita el recorrido que efectúa hasta que llegue a la velocidad de 1 m/seg., este dato lo podemos obtener de la tabla No. 111 pag. 73 del capítulo 1, donde nos indica que el recorrido de el buque es de 430 mts. y colocando a esa misma -- distancia en línea a la grada se observa que efectivamente no se necesita utilizar un sistema de retenidas.

Para poder detener el buque completamente, en este caso que estamos debajo de la velocidad de 1 m/seg., se utilizará el sistema de anclas.

Además de ser uno de los sistemas más económicos, también es un sistema muy práctico y sencillo en su ejecución.

Ya determinado el sistema de anclas, nos interesa obtener -- cual es el punto donde queda el buque completamente parado.

Para poder determinar esto se utiliza la siguiente fórmula -- general:

$$V_F^2 = V_1^2 + \frac{2GS}{P_B} \left[Q (\text{SEN } \alpha - \int \text{COS } \alpha) - R - F \right]$$

Donde la V_1 es la misma V_F de la sección considerada anteriormente para la fórmula anterior obtenemos los datos de la tabla No. 111 y como variantes tenemos R y F.

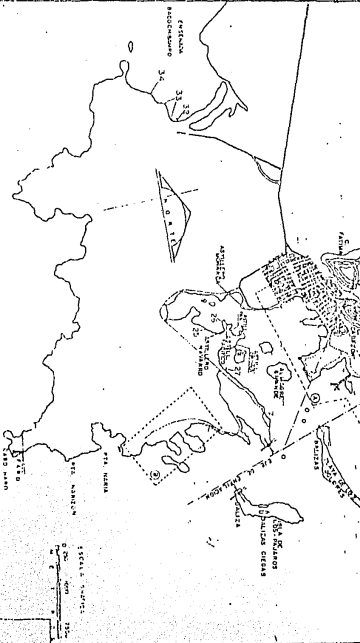
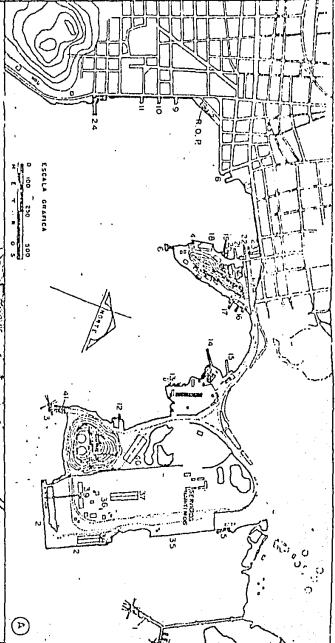
HOLOGRAFIA

CASAS DE AFRAQUE

- 1 WALLE PE PENA
- 2 WALLE PEWA
- 3 WALLE PISCAL "LA ABUELA"
- 4 WALLE PISCAL DE CANTON
- 5 WALLE DEL TAMBORON
- 6 WALLE DE LA SABANA
- 7 WALLE DEL VASQUELO NACIONAL
- 8 WALLE DE TURISMO
- 9 WALLE PESQUERO No. 1
- 10 WALLE PESQUERO No. 2
- 11 WALLE PESQUERO No. 3
- 12 WALLE INDUST. DE PRODUCTOS ALIMENTOS
- 13 WALLE COMI. ANTES DE GUINIA
- 14 WALLE DE CONSOLIDACION MERCADA
- 15 WALLE MERCAL DEL No. 1
- 16 WALLE COM. DE GUAYAS (2)
- 17 WALLE WIELLA GUA
- 18 WALLE MARCA Y SIGILO DE PESCADO
- 19 WALLE WIELLA PRODUCTO
- 20 WALLE WIELLA PISCADO
- 21 WALLE DE PRODUCTOS CONSUMOS
- 22 WALLE ALMIRAZ QUINCY
- 23 WALLE PASADIA
- 24 WALLE WIELLA Y CONA MAR DE COMI
- 25 WALLE TRAFICO COMI BARRA
- 26 WALLE R. OCHA
- 27 WALLE LAS PLUMITAS
- 28 WALLE R. VERA
- 29 WALLE I. Z. PEJOY PESQUERA
- 30 WALLE DE SARDINAS Y DERIVADOS
- 31 WALLE DE ALUMINOS CONCENTRADOS
- 32 WALLE HOTEL MIRAMAR
- 33 WALLE N. PLAZA DE COMI
- 34 WALLE DE CIENCIAS VARIAS
- 35 WALLE PELA CHALANER
- 42 WALLE PISCADER

ZONAS DE DESARROLLO

- 26 PASEO FISCAL
- 37 CENICIENTO
- 38 ZONA DE PASEO
- 39 ZONA DE ANCHA
- 40 ZONA DE VERGARA DE COMI
- 41 ZONA FISCAL "LA ABUELA"
- 42 ZONA N. 15-15-15



PLANO GENERAL

GUAYMAS, SON.

RODOLFO S. TAPIA: 1953

Como calcular $R = 10.75 \text{ KV}^2$

Nota : Se multiplica por 10.75 para cambiar unidades y quedar -- igual que tabla 111.

$$K = \frac{\Delta^{2/3}}{C}$$

V_i = Velocidad inicial

C = De la gráfica pag. No. 66

Δ = Desplazamiento.

Como calcular $F = \mu P_a$

μ = Coeficiente de rozamiento de lodo y ancla.

P_a = Peso de anclas.

Siguiendo con el mismo procedimiento de la tabla 111, realizaremos la siguiente tabla para llegar al punto donde el buque se para.

Recorrido Total	Recorrido c/anclas	V1	$\frac{2GS}{P}$	R	F	V_2 F	V_f
440	10	1.04	0.036	2.89	3	0.83	0.91
450	20	0.83	0.036	2.30	"	0.63	0.8
460	30	0.63	0.036	1.74	"	0.46	0.67
470	40	0.46	0.036	1.276	"	0.306	0.55
480	50	0.306	0.036	0.846	"	0.167	0.40
490	60	0.167	0.036	0.463	"	0.042	0.20
493	63	0.042	0.011	0.116	"	0.010	0.1
493.5	63.5	0.010	0.002	0.028	"	0.004	0.07

Con los cálculos antes vistos llegamos a determinar que el buque queda completamente parado al recorrer 494 mts. aprox. desde el inicio del lanzamiento y que las anclas recorren 64 mts. aprox. trahando contra el lodo del fondo marino.

El cálculo se realizó colocando 2 anclas de 5 tons., una -- por babor y otra por estribor; es recomendable colocar 2 más por si llegan a necesitarse. Se debe de colocar a cada ancla una boya de señalización para poderlas recuperar después de que el buque haya sido atracado.



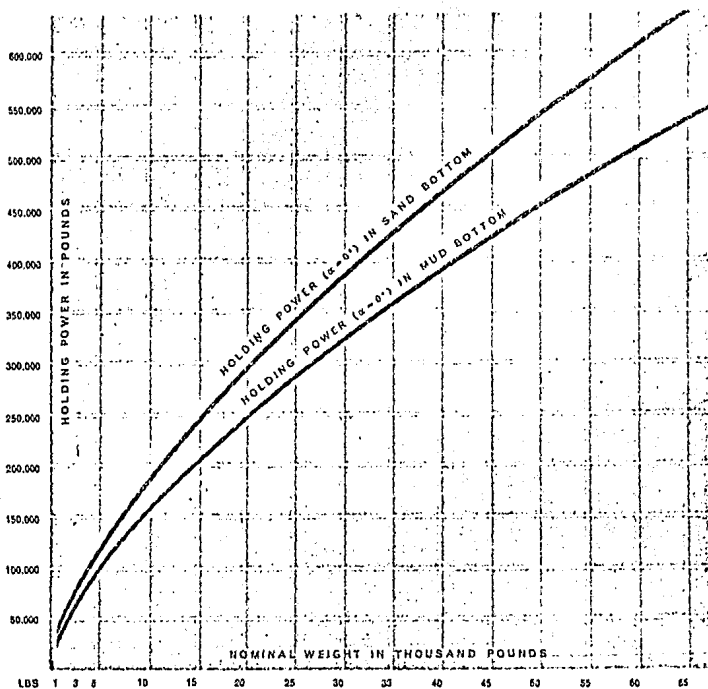
CALCULO DE LAS CADENAS Y EL ANCLA.

ANCLA.

Considerando un peso aproximado de 5 toneladas y un coeficiente de fricción de 0.3 obtenemos que la fuerza que se obtiene es de 1500 Kg. y como se utilizan 2 anclas tenemos como fuerza total 3000 Kg.

Como las anclas se solicitan en lbs. convertimos:

$$3000 \div 4536 = 6613 \text{ lbs.}$$



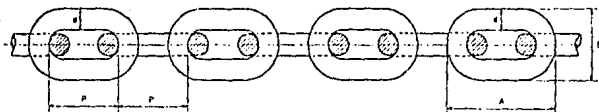
Como podemos ver que es tan pequeño el jalón que ni siquiera aparece en la gráfica ya que la escala es de 50,000 lbs. por lo tanto nos serviría una ancla de 500 lbs. ya que el jalón en el lado que detiene esta ancla es de 20,500 lbs. en el lado como se indica en la siguiente tabla.

ANCHOR WEIGHT		DIMENSIONS IN mm							HOLDING POWER	
lbs.	kg	A	B	C	D	E	G	Ø J Shackle	α - Ø In Sand Bottom lbs.	α - Ø In Sand Bottom lbs.
500	227	1205	1330	725	865	395	495	40	25500	20600
1000	454	1520	1675	915	1090	500	625	50	40000	32500
1500	680	1770	2120	1060	1250	550	740	50	52000	42300
2000	908	1950	2340	1160	1330	605	815	65	62500	52700
2500	1134	2160	2520	1250	1485	650	875	65	72000	65000
3000	1360	2290	2685	1330	1560	690	930	75	82500	69000
3500	1588	2390	2870	1400	1655	730	980	75	92500	77700
4000	1814	2500	2945	1460	1740	800	1020	75	100000	84000
4500	2041	2555	3065	1520	1835	830	1065	80	108000	91000
5000	2268	2645	3175	1575	1870	860	1100	85	117000	97500
6000	2712	2815	3375	1675	1960	870	1170	100	132000	110000
7000	3175	2950	3540	1755	2030	915	1230	100	146700	123000
8000	3639	3095	3690	1840	2190	960	1290	105	165500	134800
10000	4540	3335	4000	1925	2360	1035	1390	115	183500	155200
12000	5443	3540	4250	2110	2505	1095	1475	125	205000	175100
14000	6340	3720	4500	2220	2640	1155	1555	130	232500	193800
15000	6810	3900	4750	2290	2640	1200	1555	130	243500	203000
16000	7268	3900	4750	2360	2760	1205	1625	130	254000	212000
20000	9080	4700	4900	2900	2975	1360	1750	145	294500	249500
25000	11325	4500	5165	2680	3190	1485	1875	155	341100	286500
30000	13620	4810	5335	2820	3405	1565	2000	165	366000	323500
34000	15854	4900	5300	2955	3515	1610	2070	170	428000	358000
40000	18120	5120	5635	3090	3675	1685	2165	180	463000	382000
45000	20355	5330	5865	3215	3825	1750	2250	180	507500	424000
50000	22760	5600	6150	3360	4000	1840	2365	200	546000	454000
60000	27161	5950	6535	3570	4250	1955	2515	215	615200	514500
70000	31752	6260	6875	3755	4470	2055	2645	215	679000	569000

Es necesario que se utilicen dos anclas para que no tienda hacia algún lado el buque, pero se utilizaron las anclas existentes en el astillero que son de 8000 lbs.

CADENA.

La fuerza a la que trabajan las cadenas es de 3000 Kg. en la siguiente tabla podemos ver.



d = Chain nominal diameter - Diámetro nominal de la cadena

P = Pitch - Paso

A = Outside length - Largo exterior

B = Outside width - Ancho exterior

Chain Diameter Diámetro cadena mm	MILD QUALITY STEEL Calidad acero normal C-1			SPECIAL QUALITY STEEL Calidad acero especial C-2			Weight per Meter Peso por metro aprox. kg
	Safe Working Load Carga seguridad trabajo kg	Proof Load Carga de prueba kg	Breaking Load Carga de rotura kg	Safe Working Load Carga seguridad trabajo kg	Proof Load Carga de prueba kg	Breaking Load Carga de rotura kg	
14	1825	3650	7300	2100	5200	10400	4,00
15	2100	4200	8400	2975	5950	11900	4,60
16	2400	4800	9600	3375	6750	13500	5,20
17	2725	5450	10900	3825	7650	15300	5,90
18	3050	6100	12200	4300	8600	17200	6,50
19	3400	6800	13600	4775	9550	19100	7,40
20	3775	7550	15100	5300	10600	21200	8,20
21	4150	8300	16600	5850	11700	23400	9,00
22	4550	9100	18200	6400	12800	25600	10,00
23	4975	9950	19900	7000	14000	28000	10,60
24	5450	10900	21700	7650	15300	30600	12,00
25	5900	11800	23600	8300	16600	33200	12,80
26	6400	12800	25600	8950	17900	35800	14,00
27	6850	13700	27400	9550	19300	38600	14,90
28	7400	14800	29600	10400	20800	41600	16,50
29	7950	15900	31700	11150	22300	44500	17,20
30	8500	17000	34000	11950	23900	47750	18,00
31	9100	18200	36300	12750	25500	50900	19,60

En esta tabla podemos observar que en la carga, seguridad, -
trabajo se necesita cadena de diámetro de 18mm. como no se tenía este
tipo de cadena en el astillero se utilizaron de 16 mm. y como son dos
anclas no se tiene ningun problema al utilizarlas.

C O N C L U S I O N E S

En la realización de este proyecto he pretendido interpretar cual es el fin de que se pretende al pedir una tesis para poderse Titular y es el que logre solucionar cualquier tipo de problema siguiendo los siguientes pasos esenciales que son, definir claramente el objetivo y desarrollarlo, investigar, documentarse, calcular, etc., y por último buscarle la utilización práctica.

Por tanto mi primera conclusión ha sido que siguiendo cada uno de los pasos anteriores se puede llegar a realizar cualquier tipo de proyecto como se ha hecho con "sistemas mecánicos de retención y empuje en el lanzamiento de grandes buques".

En este estudio he llegado a determinar que es posible retener y finalmente detener un buque lanzado por popa en Astilleros Unidos de Guaymas, Sonora, México:

Desde luego para poder lograr esto es necesario tener en consideración todos los riesgos y precauciones anteriormente indicados en cada una de las secciones de este proyecto, como también considerar las características de los materiales a utilizar.

Existe en México la tecnología suficiente para la realización montaje y pruebas de los componentes que forman las llaves, por lo cual el sistema aquí descrito y calculado es de viable realización.

Mediante cálculos análogos se pueden determinar los medios de retenida que precise cada astillero sea de mayor o menores dimensiones.

La economía de este sistema esta ligada con la construcción de gradas frente a la construcción de diques.

Con esta tesis se están aportando soluciones prácticas a la realización de un objetivo de profundo contenido estratégico industrial como lo constituye la construcción de buques, con toda la derrama in-

dustrial que genera en su entorno.

Se presenta asimismo como la arquitectura o diseño naval para su realización práctica no solamente estará ligada al cálculo estructural sino que se tiene que apoyar fuertemente en la ingeniería mecánica, eléctrica y electrónica para perfeccionarse y entregar el producto integral.

La tesis encaja en los objetivos de conseguir un avance tecnológico adecuado y la creación del "Know house" preciso en la ingeniería nacional que realice la transferencia de tecnología y formase de hacer que requiere la ingeniería operativa en la construcción de grandes buques.

Ayudará además en el objetivo de asegurar la productividad -- de aquellos astilleros con rampas de lanzamiento sustituyendo importaciones y alcanzando el grado de independencia tecnológica que se requiere en este PAIS.

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Manual Universal de la Técnica Mecánica.
Por Erick Oberg y F.D. Jones.
Editorial LABOR, S.A. 1979.
- 2.- Manual del Ingeniero.
Por Hutte.
Editorial Gustavo Gili, S.A. 1956.
- 3.- Fundamentos de Ingeniería Eléctrica.
Por A.E. Fetzgerald y D.E. Higginbotham.
Editorial del Castillo, S.A. 1967.
- 4.- Curso de Electrotercia.
Por José Morillo y Farfan.
Editorial Dossat, S.A. 1971.
- 5.- Teoría del buque y sus aplicaciones.
Por Carlos Godino.
Editorial Gustavo Gili, S.A. 1956.
- 6.- Apuntes teoría del buque.
Por Alacé.
Editorial Escuela Superior I. Navales Madrid 1970.
- 7.- Principles Of Naval Architecture.
Por Russell-Chapman.
Editorial Society Of Naval Architecture and Marine Engineers
(SNAME) 74 Trinity Place N.Y. 1967.
- 8.- Some Practical of the Ship Launching.
Por Harrison Andrew.
Editorial Society of Naval Architect and A.M. Nickerson Marine
Engineers (SNAME). 74 Trinity Place N.Y. 1946.
- 9.- Ship Desing and Construction.

Por Amelio D'Arcongelio.

Editorial Society Of Naval Architect And Marine Engineers 1966.

10.- Annual Book Of Astm Standards.

American Society for Testing and Materials 1981.

11.- Catálogo de Acero Fortuna.

Editorial Impreso por Offse, S.A 1973.

12.- Catálogo Enerpac No. E-311.