

Delon 12/02/2017

T
623.87
R585
C.2



INVENTARIADO - 7 ABR 1980
RESPONSABLE: *[Signature]*

SELECCION E INSTALACION DEL SISTEMA PROPULSOR PARA UN BUQUE CAMARONERO

ESPOL-CIB
INVENTARIO FÍSICO
16 AGO 2018
Liliani Chala

INVENTARIADO 16 MAR 1987
RESPONSABLE: *[Signature]*

Por

SANTIAGO RIOFRIO DAVALOS

ESPOL-CIB
INVENTARIO FÍSICO
15 SEPT 1987
POR: *[Signature]*
ASISTENTE DE ACTIVOS FIJOS - CIB

DIRECTOR DE TESIS

INVENTARIADO 23 ABR 1982
RESPONSABLE: *[Signature]*

DIMITRI ANANIEV

Ph.D. en CONSTRUCCION NAVAL

SP 06/03/03

26/11/2015
Ina. María José Nieto Morán
ASISTENTE DE ACTIVOS FIJOS - CIB

TESIS de GRADO

Para obtener el TITULO de

INGENIERO Y ARQUITECTO NAVAL

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

1975



D-1325

SELECCION E INSTALACION DEL SISTEMA PROPULSOR PARA UN BUQUE CAMARONERO

TESIS

APROBADA POR EL DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MARITIMA Y CIENCIAS DEL MAR
Y POR EL HONORABLE CONSEJO ACADEMICO DE LA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Firma del Autor


SANTIAGO RIOFRIO D.

Director de Tesis


DIMITRI ANANIEV
Ph.D. en CONSTRUCCION NAVAL



BIBLIOTECA

La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta Tesis corresponden exclusivamente al Autor.

El patrimonio intelectual de la presente Tesis de Grado pertenece a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA - DEL LITORAL).

A:

ALBERTO RIOFRIO SALAS

Q.E.P.D.

Como homenaje póstumo
a un denodado padre

A:

SARA DAVALOS Vda. DE RIOFRIO

En cumplimiento al sacrificio
de una madre

A:

SUSANA

mi esposa

A:

URSULA

mi pequeña hija

AGRADECIMIENTO

Al Doctor Dimitri Ananiev por su especial colaboración en la presente Tesis y por sus sabias en señanzas para aplicarlas.

En forma particular al Ing. José Becerra.

C O N T E N I D O

	PAG.
Título	
Presentación	
Declaración expresa	
Dedicatoria	
Agradecimiento	
PROPOSITO	1
BUQUES ARRASTREROS.....	3
Generalidades	3
Clasificación	5
Características	20
RESISTENCIA	26
Resistencia del buque en navegación libre	26
Resistencia en maniobra de pesca	39
Determinación de la velocidad en ruta libre	41
Determinación de la velocidad de pesca	43
HELICE PROPULSORA	44
Descripción de los diferentes tipos de hélice	44
Selección de las hélices de diferentes tipos	48
La hélice de paso fijo	55
La hélice de paso controlado	72
La hélice en tobera Kort	74
Análisis de eficiencia.- Comparación	85

MOTOR PRINCIPAL	90
Selección del motor	90
Selección del reductor	94
Circuitos de combustible	95
Lubricación	105
FUNDACIONES	111
Descripción	111
Proyectos de las fundaciones	113
Fundaciones de los cojinetes	118
EJE PROPULSOR	119
Dimensiones	119
Cojinetes	123
Acoplamiento	125
Alineamiento: Normas a seguirse	129
Alineamiento axial	134
Alineamiento angular	135
SISTEMA DE PROPULSION	137
Descripción y Características del sistema	137
ANALISIS ECONOMICO	141
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	150

P R O P O S I T O

Al desarrollar este tema, es necesario resaltar la importancia de discutir ciertos procedimientos y normas técnicas que nos ayuden a la selección del sistema propulsor para buques pesqueros del tipo arrastrero, y que servirán tanto en construcciones nuevas cuanto en reparos.

Al hablar del sistema propulsor, considero de gran utilidad disentr bajo el aspecto económico, tanto como el aspecto de eficiencia hidrodinámica y de arrastre, el empleo de la hélice en tobera Kort, con respecto a la hélice de paso fijo sin tobera, teniendo presente que la tobera - todavía no ha sido implantada dentro de la construcción naval nacional y que en la actualidad el Ecuador está impulsando el desarrollo de la industria naval, de la misma que gran volumen, se dedicará a la construcción de buques pesqueros, ya que una fuente de riqueza nacional son los grandes recursos ictiológicos que poseemos. Bajo estas consideraciones es conveniente conocer las ventajas y desventajas que nos podrían venir con el empleo normalizando de cada tipo de hélice antes indicado.

En el desarrollo del presente estudio se presentarán, todas las curvas y tablas utilizadas para la selección de la hélice, así como para el cálculo de la resistencia del barco, en tal forma que al Arquitecto Naval ayuden para obtener la información necesaria en lo que al proyecto preliminar se refiere. Estas tablas y curvas, provenientes de recopilación de largas experiencias, nos ofrecen un alto grado de seguridad en la determinación de la potencia de los motores propulsores y su sistema en general, que es un punto crítico en el diseño de un barco, a igual que la velocidad y el desplazamiento: todo esto en lo que a embarcaciones pequeñas se refiere.

Con el objeto de llevar a cifras, lo referente a eficiencia y parte económica, trataré como ejemplo un buque real, cuyas características generales se dan más adelante.

B U Q U E S A R R A S T R E R O SGENERALIDADES.-

Los buques arrastreros son diseñados para dedicarlos a la captura de los peces utilizando el sistema de arrastre, el cual puede ser de superficie, a media agua o de fondo. En algunos de los casos también son utilizados para procesar la captura y aún más, para transportar al mercado internacional.

A lo largo del tiempo se utilizaba el sistema de arrastre por el costado, para luego llegar al arrastre - por la popa, hecho que influenció mucho en el incremento de la eficiencia de servicio, especialmente en los buques de mediano alcance, obligando a que el clásico sistema - de popa de crucero sea cambiado por el de popa con rampa lo cual llevó a variar el plano de distribución de un buque arrastrero, en el que claramente se distingue la tendencia de lograr una mayor capacidad de la bodega a costa de la disminución del compartimiento para la sala de máquina y del local para procesamiento del pescado si es que lo tienen.

Lo aseverado anteriormente se manifiesta a través de los tiempos, al tener presente la gran facilidad de maniobrabilidad que presentan los buques con rampa en la popa , y que ha determinado que la construcción de este tipo de buques haya proliferado en todo el mundo y dentro de los más variados tamaños.

Las estadísticas de los buques arrastreros en general nos indican que en la época actual se construyen y se operan con frecuencia las embarcaciones sobre las 100 T.R.B., con casco de acero; en tanto que un gran vacío de información se nos presenta en lo referente a embarcaciones de un tamaño menor, así como también en lo que a otros materiales como madera, plástico reforzado, ferrocemento, etc. en cualquiera de los tamaños o tonelaje.

Otra tendencia actual de los buques arrastreros es - que en la actualidad se está implantando el sistema de propulsión de hélice en tobera-timón, tanto para buques con rampa como sin ella.

Un aspecto que en los buques pesqueros en general se debe tener muy en cuenta es la habitabilidad, pues con mo

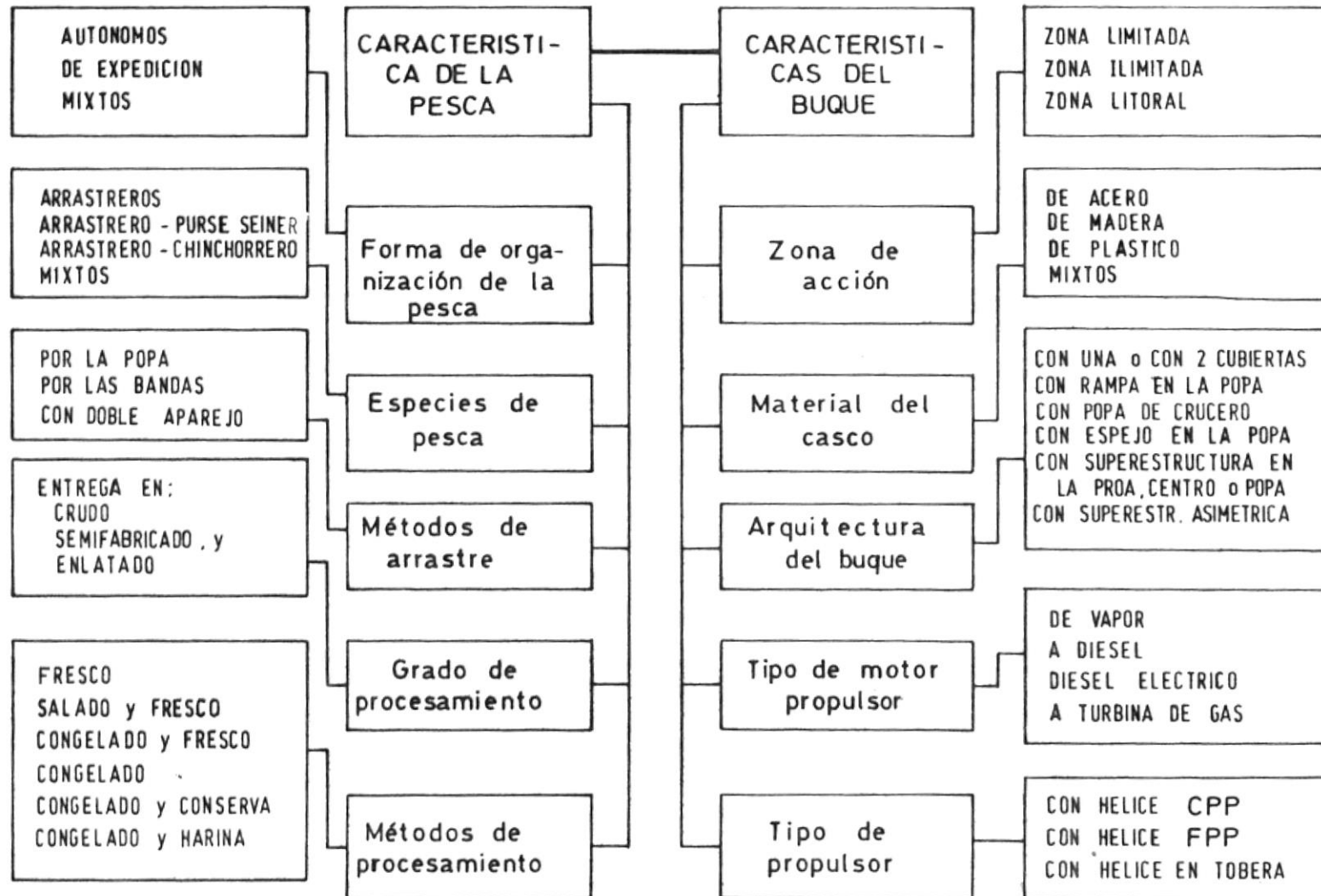
tivo de necesidad de personal para el manipuleo de la captura y su procesamiento, si acaso el buque dispone, hace - que el número de tripulantes aumente, y al crecer este número, nos encontramos en la situación de que debemos aumentar los espacios de habitabilidad, y aún más, debemos tener presente que dependiendo del país al que pertenece el buque, se hace necesario aumentar los espacios de confort para la tripulación, teniendo como consecuencia que sacrificar la capacidad de la bodega. Y si el radio de acción, se proyectó en mayor magnitud, se debe también aumentar el combustible, otro factor que entra en juego para ser considerado en el diseño total del buque a fin de no restarle - capacidad a la bodega, sin tener que aumentar la potencia - de la maquinaria propulsora al tratar de crecer las dimensiones generales del buque.

CLASIFICACION.-

Los buques arrastreros en forma general los podemos - clasificar de dos maneras: atendiendo a las característi - cas de la pesca y atendiendo a las características del buque, tal como se observa en el cuadro N^o 1. (1)

(1) E. V. Camenski, G.B. Teren tiev "Arrastreros" Leningra - do, 1.968

CLASIFICACION DE LOS BUQUES ARRASTREROS



CUADRO Nº 1

De acuerdo a las características de pesca los buques arrastreros se clasifican de acuerdo a:

- a.- Forma de organización de la pesca
- b.- Especies de pesca
- c.- Métodos de arrastre
- d.- Grado de procesamiento
- e.- Métodos de procesamiento

a.- En consideración a la organización de la pesca, podemos decir que los barcos cumplen misión independiente de las instalaciones en tierra, y a bordo se cumple total o parcialmente las tareas de pesca que tienen 2 formas principales de organización.

a.1.-La forma autónoma, cuando la captura y el transporte se cumplen por el barco, el cual a veces también la procesa.

a.2.-La forma de expedición, y dentro de esta se pueden distinguir 2 variantes principales de trabajo.

a.2.1. Los arrastreros solamente capturan y el procesamiento y transporte se cumple por los buques factoría.

a.2.2. Los arrastreros capturan y procesan, en tanto, que el transporte se realiza en barco destinados a este fin.

a.3.- También pueden ser de tipo mixto en la expedición

b.- Por las especies que pescan, los buques arrastreros - se los puede clasificar en arrastreros pescando por - la popa y que en este caso lo son solamente grandes ; y arrastreros pescando por las bandas, en los cuales se encuentran solamente medianos y pequeños, que a veces también pueden utilizar red de cerco.

c.- Según los métodos de arrastre, pueden ser de arrastre de popa; de arrastre por la banda, una ó dos redes; y de doble aparejo.

d.- De acuerdo al grado de procesamiento, pueden ser:

- d.1.- Solo pescan, y entregan a otros buques o llevan a la costa cada día.
- d.2.- Pescan y cumplen un procesamiento primario, para poder guardar el pescado por ciertos días; esto es, realizan descabezada y extirpación y luego lo colocan en hielo.
- d.3.- Pescan y procesan íntegramente, estos buques son las factorías, que vienen equipadas para fabricar a bordo la harina de pescado; este tipo de buques poseen generalmente Rusia, Japón, Sudáfrica, Noruega, España y quizás algún otro país. Estos buques generalmente son de estructura transversal enteramente electrosoldada.
- e.- Según los métodos de procesamiento, o sea la producción, los barcos pueden ser:
- e.1. Producen solamente pescado fresco
- e.2. Producen pescado fresco y salado
- e.3. Producen pescado congelado y fresco, pues en los primeros días es salado y congelado: en tanto que en

los últimos días el pescado es fresco.

e.4.-Producen solamente congelado

e.5.-Producen conservas y congelado, en este caso, la pro
ducción principal es la conserva y congelan únicamente lo que no se puede elaborar la conserva.

e.6.-Producen pescado congelado y harina.

En general podemos decir que los arrastreros pueden venir equipados para congelación, para el caso que tengan que recolectar de otros más pequeños; también pueden ser diseñados como factorías, y es así que el buque más grande de este tipo es de 27300 TPM, y está destinado a recoger el pescado de otros buques, para procesarlo en aceite y h
arina. También podemos indicar que desde la década pasada se pensó y construyó el buque arrastrero combinado con con
teirnización, el mismo que consiste en que una parte de la destinada para bodega ha sido adaptada para colocar con
teiners, los que a su vez pueden ser refrigerados.

De acuerdo a las características del buque, los arra
streros se pueden clasificar, según:

a.- Zona de acción

- b.- Material del caso
- c.- Arquitectura del buque
- d.- Tipo de máquina principal
- e.- Tipo de propulsor

Por la zona de acción los buques se clasifican:

- a.1. Para pesca en zona ilimitada
- a.2. Para pesca en zona marina limitada
- a.3. Para pesca en zona litoral

De la zona de pesca en que va a operar el buque, depende su velocidad y seguridad.

En función del clima de la zona de operación, los cascos serán más livianos y menos reforzados en el trópico, en tanto que en las regiones frías serán más reforzados.

Por el material del caso, en general se ha utilizado el acero, pero dependiendo de las condiciones económicas y geográficas, también se construyen en madera y mixtos y para pequeña parte se lo hace también en plástico y fibra de vidrio.

Por la arquitectura, se los clasifica atendiendo a tres aspectos principales:

c.1. El número de cubiertas

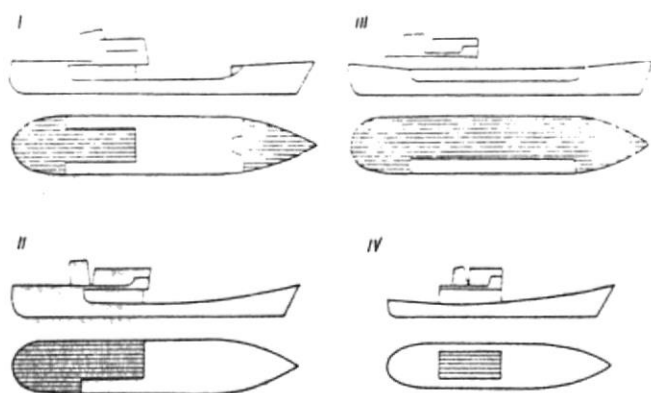
c.2. La forma de la popa

c.3. Las superestructuras

c.1.-Los arrastreros generalmente tienen uno o dos cubiertas, dependiendo del tamaño, los arrastreros que pescan por las bandas tienen una cubierta, ya sean pequeños o medianos; en tanto que los grandes pescan por la popa, los buques factoría, tienen dos cubiertas, pues en el espacio entre cubierta se instala el equipo industrial y los camarotes; debemos tener presente que buques de esta naturaleza poseen gran número de tripulación.

c.2.-Según la forma de la popa, pueden ser de popa con rampa, de popa de crucero y de popa con espejo.

c.3.-Según las superestructuras existen varios tipos tal como se puede apreciar en las figuras 1-A y 1-B.



[1]

Fig. 1-A.- Tipos de arquitectura de los arrastreros que pescan por el costado.

- I.- Con toldilla simétrica y castillo de proa.
- II.- Con toldilla asimétrica.
- III.- Con semi cubierta de abrigo.
- IV.- Con caseta en la popa.

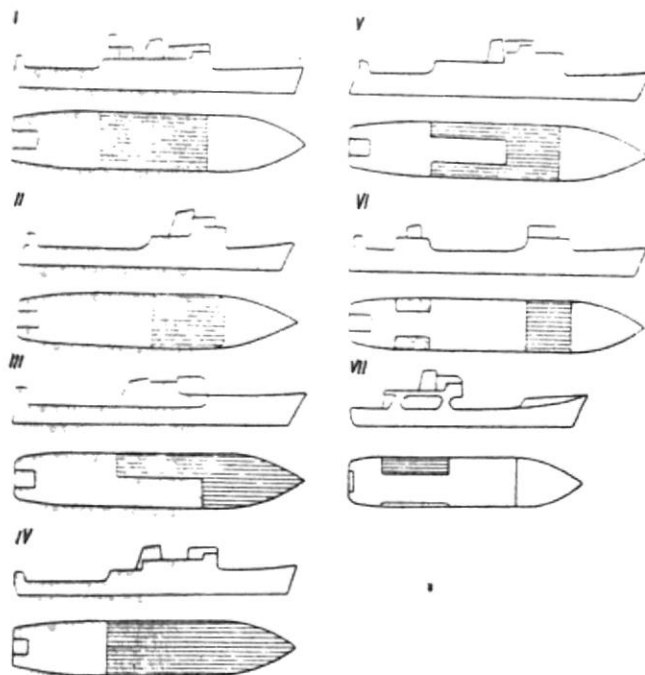


Fig. 1-B.- Tipos de arquitectura de los arrastreros que pescan por la popa.

- I.- Con ciudadela.
- II.- Con ciudadela hacia proa.
- III.- Con castillo largo y asimétrico
- IV.- Con Castillo largo
- V.- Con ciudadela prolongada por las bandas
- VI.- Con ciudadela en la proa y caseta en la popa
- VII.- Con ciudadela asimétrica y castillo corto

De acuerdo a la máquina principal los arrastreros pueden ser:

- d.1. Con máquina alternativa de vapor (fuera de uso) pero los existentes todavía navegan.
- d.2. Con máquina diesel, la mayoría de los buques utilizan este sistema sea de transmisión directa o con reductor, este último para los pequeños.
- d.3. Diesel-eléctrico, es una variación del anterior.
- d.4. Turbinas a gas, la experiencia del arrastrero "Saguita" reseña que hasta el momento no hay avance en este sistema, así mismo debemos anotar que este buque fué construído hace 15 años, y que el sistema de turbinas a gas, solamente se podría utilizar en buques grandes.

De acuerdo al tipo de propulsores, los arrastreros pueden estar equipados con:

- e.1. Hélice de paso fijo

- e.2. Hélice de paso controlado
- e.3. Hélice en tobera Kort, frecuentemente es a timón acti
vo.
- e.4. Equipado además de la hélice principal, con hélices -
transversales a proa y popa, para utilizarse como auxi-
liares, especialmente cuando operan en faenas de cer-
co, con la finalidad de mantener al buque en posición
correcta respecto a su red.

De acuerdo al propósito del presente estudio, a continuación presentamos una subclasificación atendiendo a los métodos de arrastre y a la organización de la pesca.

Según los métodos de arrastre, pueden ser de superficie, de media agua y de fondo, nos interesaremos exclusivamente de los buques para arrastre de fondo.

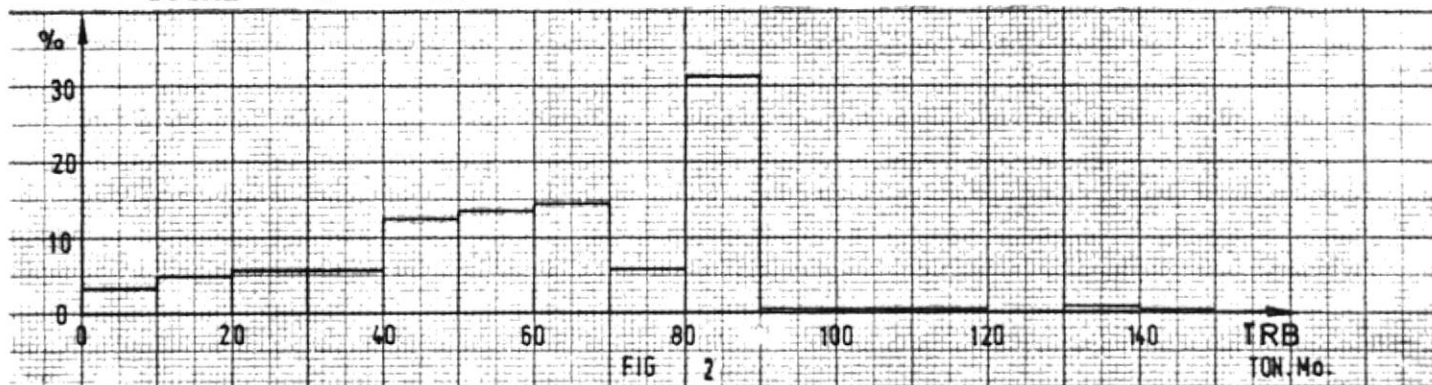
De acuerdo a las especies de pesca, debo indicar que preocupación de este estudio son los buques dedicados a la pesca del camarón por medio del arrastre de fondo.

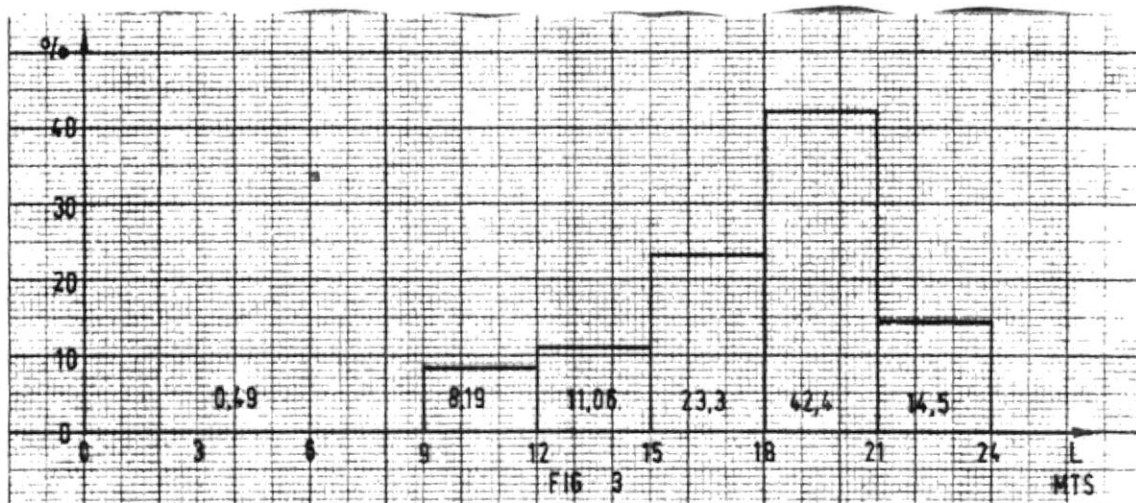
En base a los dos criterios anteriores, a continuación se detalla la clasificación de la flota camaronera ecuatoriana con datos obtenidos hasta el año de 1972, cuya fuen-

te es el INP.

GRUPOS SEGUN LA ESLORA (MTS.)

T.R.B.	6.1-9	9.1-12	12.1-15	15.1-18	18.1-21	21.1-24	TOTAL
0- 10	1	5	1	-	-	-	7
11- 20	-	7	3	-	-	-	10
21- 30		4	8				12
31- 40		1	8	3			12
41- 50			2	23	1		26
51- 60			1	17	10		28
61- 70				5	25		30
71- 80				1	11		12
81- 90					39	26	65
91-100					1		1
101-110					1		1
111-120						1	1
131-140						2	2
141-150						1	1
TOTAL	1	17	23	48	88	30	208

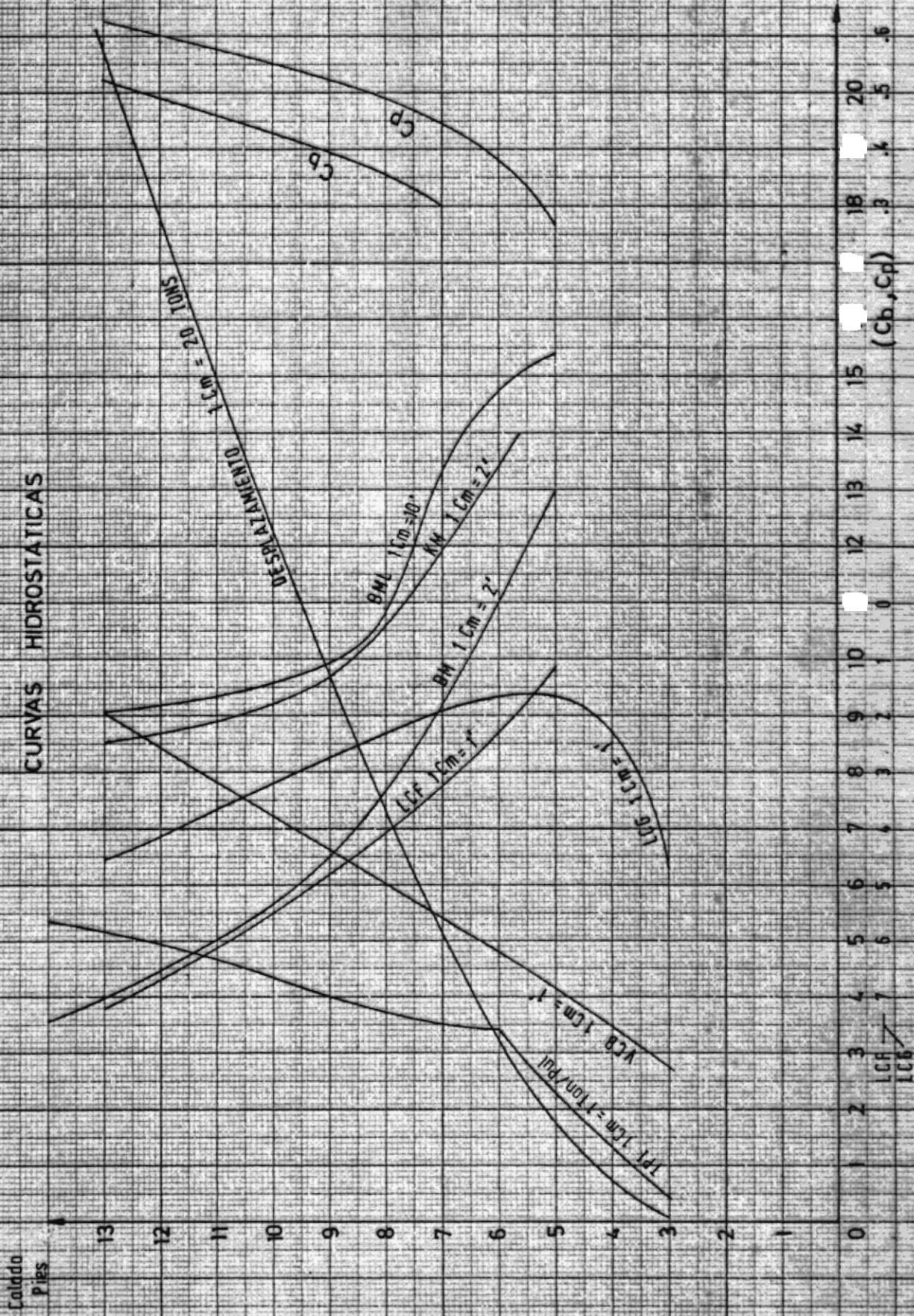




Del cuadro anterior y figuras 2 y 3, podemos observar que nuestra flota camaronera posee el mayor número de barcos en el grupo de eslora entre los 18-21 metros, pero en consideración a que la tendencia actual es el aumento de la capacidad de las bodegas, lo que implica también aumento en eslora, el autor estima conveniente presentar como ejemplo en el presente estudio, un buque real con las siguientes características generales.

Eslora en la línea de agua de diseño	=92,5 pies=28,2mts
Manga Moldeada	=27,75pies=8,47mts
Calado moldeado	=9,84pies =3,0 mts
C_b	= .492
C_{pl}	= .60
C_w	= .80

BUQUE SAN ANTONIO



$$\Delta = 335 \text{ ton largas} = 363000 \text{ Kgr}$$

$$\frac{\Delta}{(.01L)^3} = 413.5$$

$$B/H = 2.82$$

$$L/B = 3.33$$

Temperatura del agua = 16°C

Velocidad esperada en ruta libre = 10.5 nudos

Buque SAN ANTONIO, construido en Veracruz

CARACTERISTICAS.-

Sí nos detenemos a analizar el medio ecuatoriano, observamos que la casi totalidad de los buques de arrastre, pertenecen al grupo de pequeñas embarcaciones y botes, y con una cierta tendencia de crecimiento hasta el mediano - porte, motivo por el cual el autor se dispone a tratar sobre las características de los arrastreros medianos y pequeños, y entre ellas debemos decir que las experiencias - de la pesca y la industria naval, en materia de construcción y servicio de arrastreros por la popa, de tamaño mediano y pequeños para pescar con redes de arrastre hasta 500 metros, y que suministran a un puerto de pescado fresco en hielo, demostraron que estos tipos de barcos deben

[2]
caracterizarse por los siguientes rasgos:

- Tiro apropiado a fin de que garantice a cada unidad - el logro de la velocidad apropiada a fin de que el arrastre asegure una eficiente captura.

- Gran velocidad en navegación libre, impuesta por el - gradual alejamiento de las zonas de pesca con respecto del puerto de descarga, y por la limitada cantidad de días que es posible mantener el pescado fresco en hielo desde el momento de su captura. La velocidad - en navegación libre decide sobre la duración del viaje del barco desde la zona de captura al puerto e influye de modo fundamental en el tiempo que el buque - deba permanecer en la faena, lo que en consecuencia - permite aumentar la magnitud de la captura.

- Correcta solución del sistema de pesca. Las experiencias demuestran que la posibilidad de utilizar una - red de determinadas dimensiones depende no solamente de las características de la fuerza de tracción del arrastrero y de la resistencia de la red, sino también de la solución del sistema de pesca. La práctica pesca

quera indicó que es posible operar con una red de grandes dimensiones solamente cuando el arrastrero posee una cubierta de pesca suficientemente larga y amplia así como chigres (tiendas) de arrastre, de red y auxiliares con una adecuada fuerza de tracción y velocidad.

- Estos elementos juntos con la solución funcional de todo el sistema de pesca, resultante de la técnica de pesca adoptada, permite lograr un corto tiempo de operación con la red durante la largada y recobro del conjunto de arrastre, disminución al mínimo de la cantidad de personas necesarias para el trabajo en cubierta y da a los operarios una plena seguridad del trabajo.

- Estructura de captura seleccionada en forma óptima para la capacidad de captura, así como en el modo de conservar el pescado en la bodega. El volumen de la bodega es uno de los criterios para la partida, para el diseñador del buque pesquero. Adquiere singular importancia en relación a la tendencia observada de aumentar la potencia y la eficiencia del servicio de

los arrastres de mediano y pequeño alcance, destinados a suministrar al puerto de pescado fresco en hielo. En consideración a los múltiples factores que complican la ubicación del volumen de la bodega, la práctica más frecuente en este campo es una determinación de compromiso de las dimensiones de la bodega, con un volumen mayor del que resulta del análisis de las condiciones de servicio aceptadas.

- Equipos apropiado de navegación y localización de captura, el mismo que va en función de la facilidad para la navegación, que presentan los mares y océanos del mundo, así podemos citar como ejemplo los mares del Atlántico Norte, que se caracteriza por la dificultad que prestan para la navegación, lo que determina que los buques deben estar equipados de sistema de radio-navegación plenamente comprendidos en redes; caso o puesto presentan los mares del Pacífico Sur en la región de América, donde por sus costas bastantes regulares, hacen fácil la navegación. Aunque no hay que subestimar las conquistas de la técnica moderna en materia de gobierno del barco y búsqueda de bancos de-

peces , hay que reconocer, sin embargo, que el equipo de navegación y localización del pescado, del arrastrero, es uno de los factores más importantes que de ciden sobre los efectos del servicio del barco. El costo de un buen equipo en comparación con el valor del barco, los costos de su servicio y los efectos de producción alcanzado, no es demasiado alto. Los arma dores pesqueros se dan cuenta que el aparente ahorro en equipamiento de navegación y localización de captu ras causa siempre disminución de los efectos de la pesca y pérdidas de costosas artes de pesca, incompa rablemente altas en relación a los costos de la com pra de tal equipo.

Considero de interés dar una breve descripción sobre las tendencias actuales, en forma bastante general, sobre el desarrollo de los sistemas de pesca por popa para los a rrastreros de medianas dimensiones, y que pueden resumir - en:

- Tendencia a aumentar la longitud de la cubierta de -
pesca para simplificar y acelerar las operaciones de

pesca al sacar la red a la cubierta.

- Aplicaciones de sistemas de pesca que permitan un rápido cambio de la red, problema que ya ha sido resuelto para arrastreros grandes.

- Instalación de Chigres-tambores de red que sirven para enrollar la red de armada, con el fin de disminuir el trabajo necesario en el proceso de recobro de la red.

- Adaptación al recobro y vuelco de copos con gran cantidad de pescado, lo que es singularmente importante en consideración al cumplimiento de las exigencias de seguridad del trabajo y por otra parte tiene mucha influencia en la calidad de la materia prima.

R E S I S T E N C I A

RESISTENCIA DEL BUQUE EN NAVEGACION LIBRE.-

Cuando el buque está parado, en él actúan solamente 2 fuerzas: su peso W y la fuerza de boyantez F_b , las mismas, que son dirigidas verticalmente y en sentido opuesto, para que se mantenga el equilibrio; en tanto que si el buque avanza con una cierta velocidad v , en él actúa también la resistencia R , que debe ser equilibrada por el arrastre - del propulsor. Por ende podemos expresar que la potencia de la resistencia, llamada potencia efectiva del buque sea

$$P_E = R.v$$

Si expresamos la resistencia en kilogramos, la velocidad en m/sg. y la potencia efectiva en caballos de fuerza métricas, obtendremos el caballaje efectivo de la siguiente expresión:

$$EHP = \frac{R.v}{75}$$

La teoría sobre la resistencia del buque en las dife-

rentes condiciones, no la tratamos por considerar que este tema es ampliamente discutido en varios textos; limitándonos a presentar una secuencia de como realizar los cálculos para determinar la resistencia total para nuestro buque en condición de navegación libre y rectilínea a una velocidad constante y en agua tranquilas, y podemos expresar que la resistencia total es igual a la suma de todos los componentes:

$$R = R_f + R_r + R_{ap} + R_{aire}$$

R_f = Resistencia friccional

R_r = Resistencia residual

R_{ap} = Resistencia de apendices

R_{aire} = Resistencia del aire

al calcular la resistencia friccional, la hacemos en función de las fórmulas encontradas para la placa plana y lisa, pero teniendo presente que la superficie del casco no es completamente lisa, introducimos una modificación por la rugosidad, para que el coeficiente de resistencia friccional nos quede:

$$C_f = C_{fo} K_c + C_{rug}$$

Donde:

C_{fo} = Coeficiente de resistencia friccional de la placa plana y lisa.

K_c = Coeficiente de influencia por la curvatura del casco.

C_{rug} = Corrección por la rugosidad.

Prácticamente, la influencia de la curvatura del casco no se toma en cuenta y, se calcula el coeficiente de resistencia friccional según la fórmula:

$$C_f = C_{fo} + C_{rug}$$

en este caso, la resistencia friccional surgida por la curvatura del casco se toma en consideración como parte de la resistencia residual.

El coeficiente de resistencia friccional de una placa lisa para el régimen de flujo turbulento se puede obtener de las siguientes fórmulas:

a.- De Prandtl y Schlichting

$$C_{fo} = \frac{.455}{(\lg R_e)^{2.58}}$$

b.- De Schoenherr

$$\frac{.242}{\sqrt{C_{fo}}} = \lg (R_e \cdot C_{fo})$$

c.- De la VIII Conferencia Internacional de Superintendentes de Tanques de Remolques (1957)

$$C_{fo} = \frac{.075}{(\lg R_e - 2)^2}$$

Para nuestro caso escogemos la fórmula de Schoenherr, porque dá mejores resultados para el tipo de buque como el propuesto por nosotros.

El número de Reynolds se obtiene en función de la viscosidad cinemática del agua, la misma que está en función de la temperatura; datos que pueden sacarse de las siguientes Tablas:

t°C	4	6	8	10	12	14	16
m ² v /sg	1,567 x10 ⁻⁶	1,473 x10 ⁻⁶	1,386 x10 ⁻⁶	1,308 x10 ⁻⁶	1,237 x10 ⁻⁶	1,172 x10 ⁻⁶	1,112 x10 ⁻⁶
t°C	11	20	22	24	26	28	30
m ² v /sg	1,057 x10 ⁻⁶	1,007 x10 ⁻⁶	0,960 x10 ⁻⁶	0,917 x10 ⁻⁶	0,877 x10 ⁻⁶	0,839 x10 ⁻⁶	0,804 x10 ⁻⁶

TABLA PARA DETERMINAR R_e SEGUN SCHOENHERR

[3]

R _e	C _{fo}	R _e	C _{fo}	R _e	C _{fo}
1,0.10 ⁶	4,41.10 ⁻³	3,0.10 ⁷	2,47.10 ⁻³	7,0.10 ⁸	1,60.10 ⁻³
1,5.10 ⁶	4,08.10 ⁻³	4,0.10 ⁷	2,36.10 ⁻³	8,0.10 ⁸	1,57.10 ⁻³
2,0.10 ⁶	3,88.10 ⁻³	5,0.10 ⁷	2,29.10 ⁻³	9,0.10 ⁸	1,55.10 ⁻³
2,5.10 ⁶	3,72.10 ⁻³	6,0.10 ⁷	2,23.10 ⁻³	1,0.10 ⁹	1,53.10 ⁻³
3,0.10 ⁶	3,60.10 ⁻³	7,0.10 ⁷	2,18.10 ⁻³	1,5.10 ⁹	1,46.10 ⁻³
4,0.10 ⁶	3,42.10 ⁻³	8,0.10 ⁷	2,14.10 ⁻³	2,0.10 ⁹	1,41.10 ⁻³
5,0.10 ⁶	5,29.10 ⁻³	9,0.10 ⁷	2,10.10 ⁻³	2,5.10 ⁹	1,37.10 ⁻³
6,0.10 ⁶	3,19.10 ⁻³	1,0.10 ⁸	2,07.10 ⁻³	3,0.10 ⁹	1,34.10 ⁻³
7,0.10 ⁶	3,11.10 ⁻³	1,5.10 ⁸	1,96.10 ⁻³	4,0.10 ⁹	1,30.10 ⁻³
8,0.10 ⁶	3,04.10 ⁻³	2,0.10 ⁸	1,88.10 ⁻³	5,0.10 ⁹	1,27.10 ⁻³
9,0.10 ⁶	2,99.10 ⁻³	2,5.10 ⁸	1,83.10 ⁻³	6,0.10 ⁹	1,24.10 ⁻³
1,0.10 ⁷	2,93.10 ⁻³	3,0.10 ⁸	1,78.10 ⁻³	7,0.10 ⁹	1,22.10 ⁻³
1,5.10 ⁷	2,75.10 ⁻³	4,0.10 ⁸	1,72.10 ⁻³	8,0.10 ⁹	1,10.10 ⁻³
2,0.10 ⁷	2,63.10 ⁻³	5,0.10 ⁸	1,67.10 ⁻³	9,0.10 ⁹	1,19.10 ⁻³
2,5.10 ⁷	2,54.10 ⁻³	6,0.10 ⁸	1,63.10 ⁻³		

Dentro de la resistencia friccional, consideramos la parte correspondiente a la rugosidad, la misma que depende de dos especies de rugosidad: general y local. La rugosi-

dad general proviene de la pintura, la sinuosidad de la superficie del casco, de las incrustaciones de organismos marinos, etc., en tanto que la rugosidad local se forma a causa de las costuras de soldadura o de los remaches.

La superficie del casco a causa de la rugosidad general posee unos micromontículos, que están situados dentro de la capa límite. Si estos micromontículos están dentro del flujo laminar, ellos no influyen en la resistencia.

Si los micromontículos están situados fuera de la subcapa laminar, surgen los vórtices, los que aumentan la resistencia, siendo estos cuerpos de mala fluencia producen una resistencia adicional de vórtices. Como sabemos de la hidrodinámica que para números de Reynolds grandes el coeficiente de resistencia de los vórtices es constante y por este motivo la corrección C_r de la rugosidad tomamos como valor constante. Pero en los cálculos no se toma en consideración la influencia de las incrustaciones de organismos vivos y además se considera el casco limpio y recién pintado, razón por la cual, las correcciones por rugosidad en estas condiciones podemos obtener de la siguiente Tabla.

Tipo de buque	$C_{rug} \cdot 10^3$
Civiles con el forro soldado	0.4 - 0.6
Con el forro remachado	0.65 - 1.0

La resistencial residual, que según la definición clásica es igual a la resistencia total del agua sobre el buque menos la resistencia friccional, lo que es lo mismo según la definición moderna, igual a la suma de la resistencia de las olas causadas por el buque más la resistencia viscosa de presión, se la calcula para el caso de buques pesqueros, en base a los diagramas de "Ridgely - Nevitt", que son los resultados de las pruebas de modelos de los buques arrastreros con variación del coeficiente bloque entre 0,42 y 0,533; del coeficiente prismático longitudinal entre 0,554 y 0,7; variación de L/B en los límites de 3,22 a 4,69 y para la relación manga calada constante de 2,3. Si tenemos presente que la última relación en los límites normales, para barcos marinos influye relativamente poco, se recomienda un método aproximado para tomar en cuenta esta influencia, lo cual se realiza calculando el coeficiente de resistencia residual de los diagramas de "Ridgely - Nevitt"^[4], para la relación B/H dado (Figs. 5 a-g) y luego se calcula el factor de corrección en dependencia de B/H y

[4]

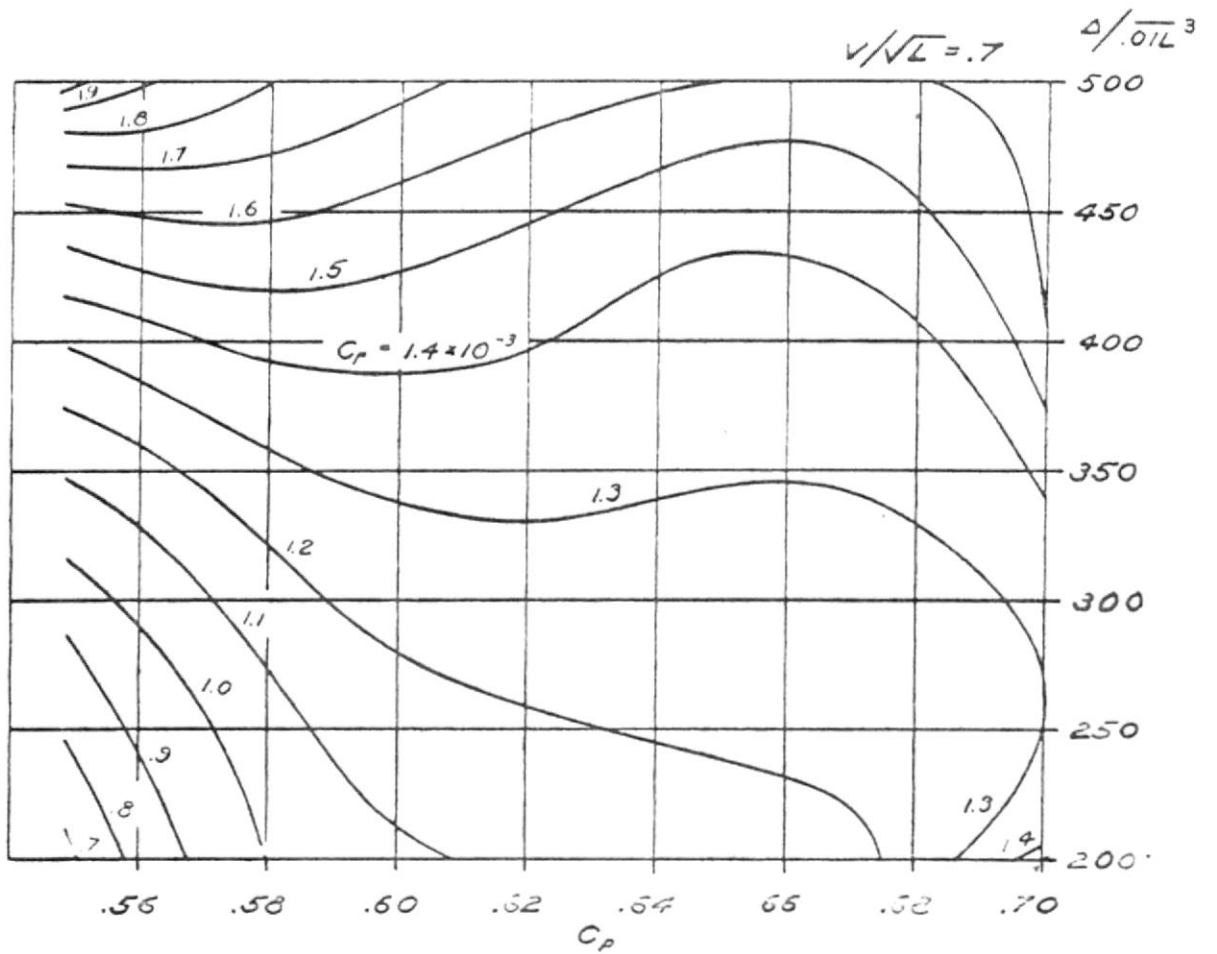


Fig. 5 - a

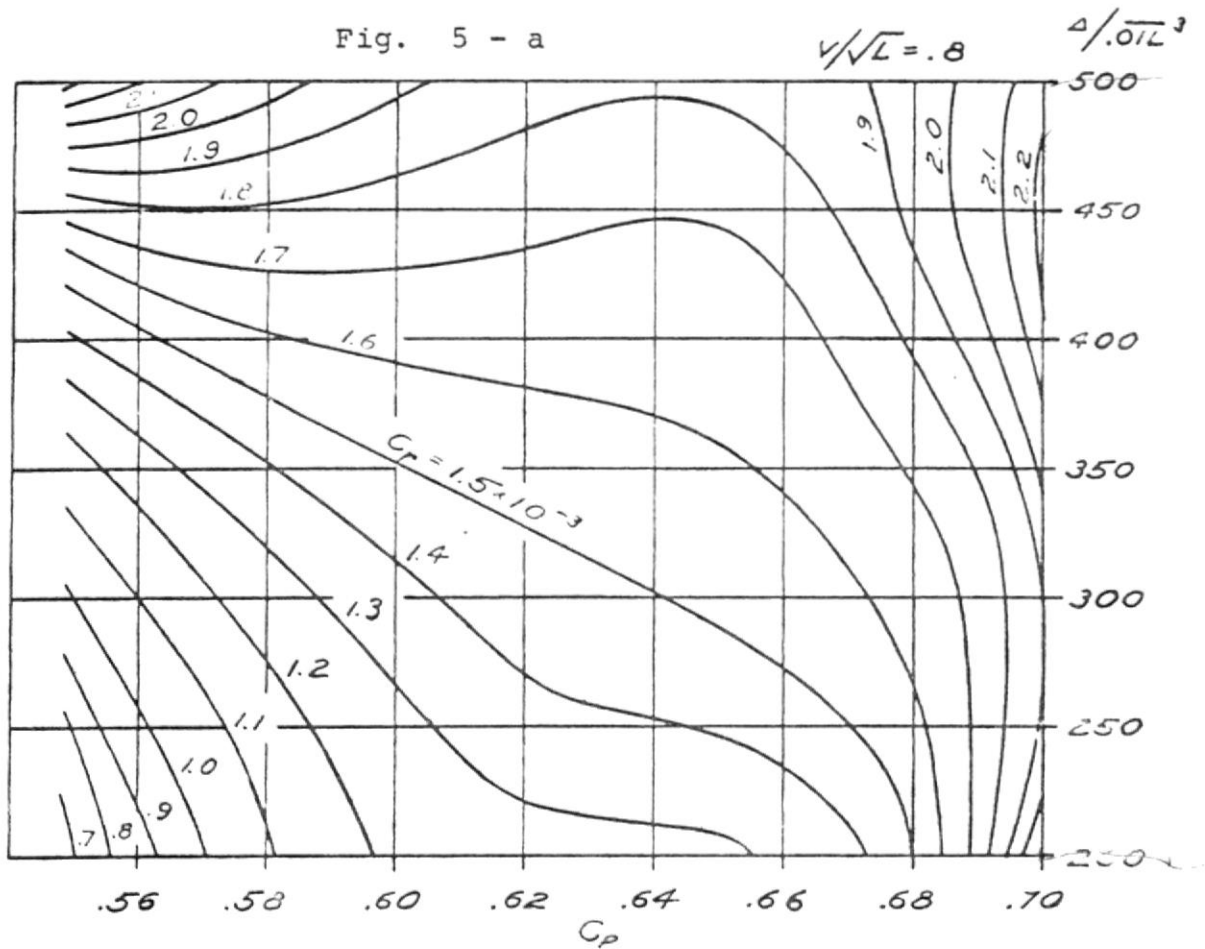


Fig. 5 - b

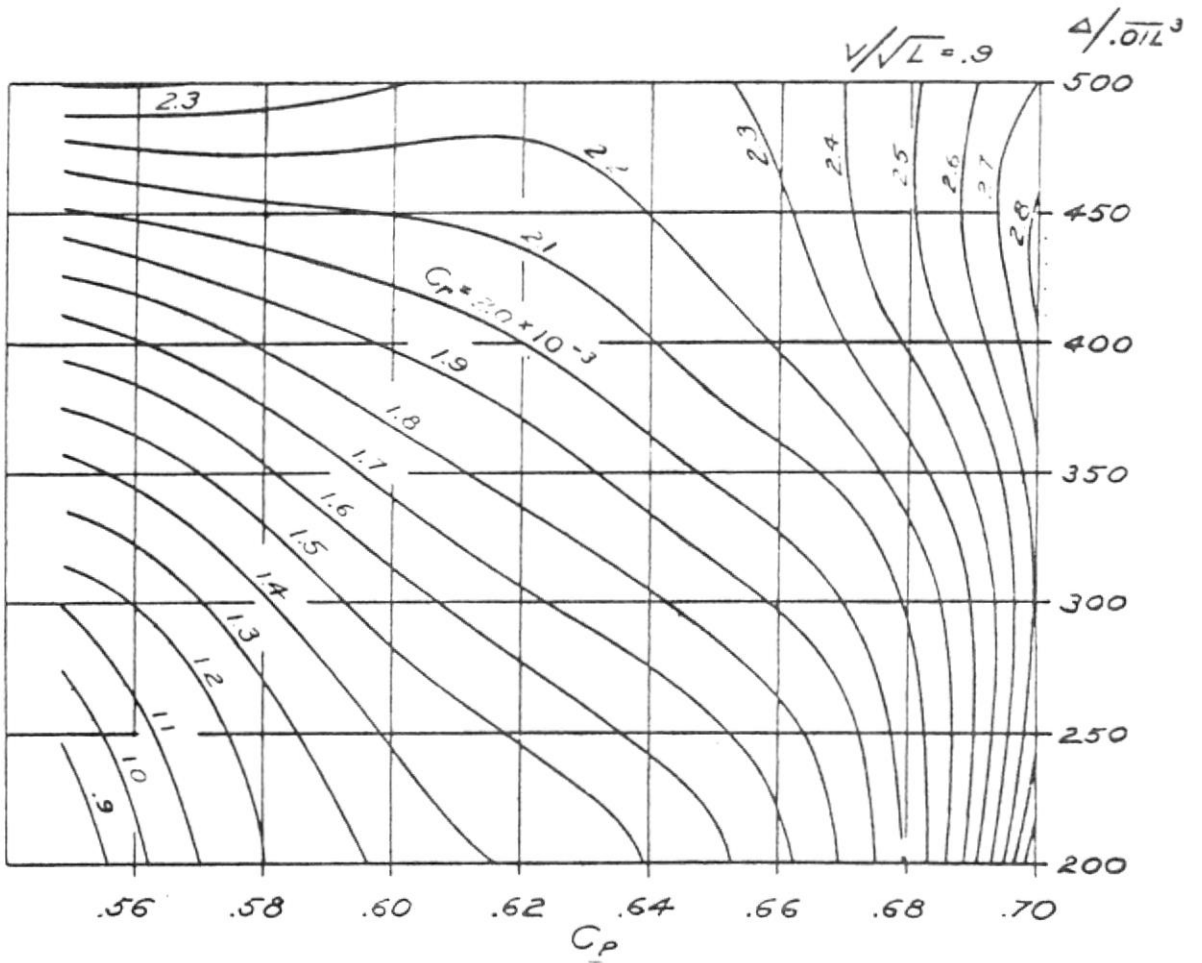


Fig. 5 - c

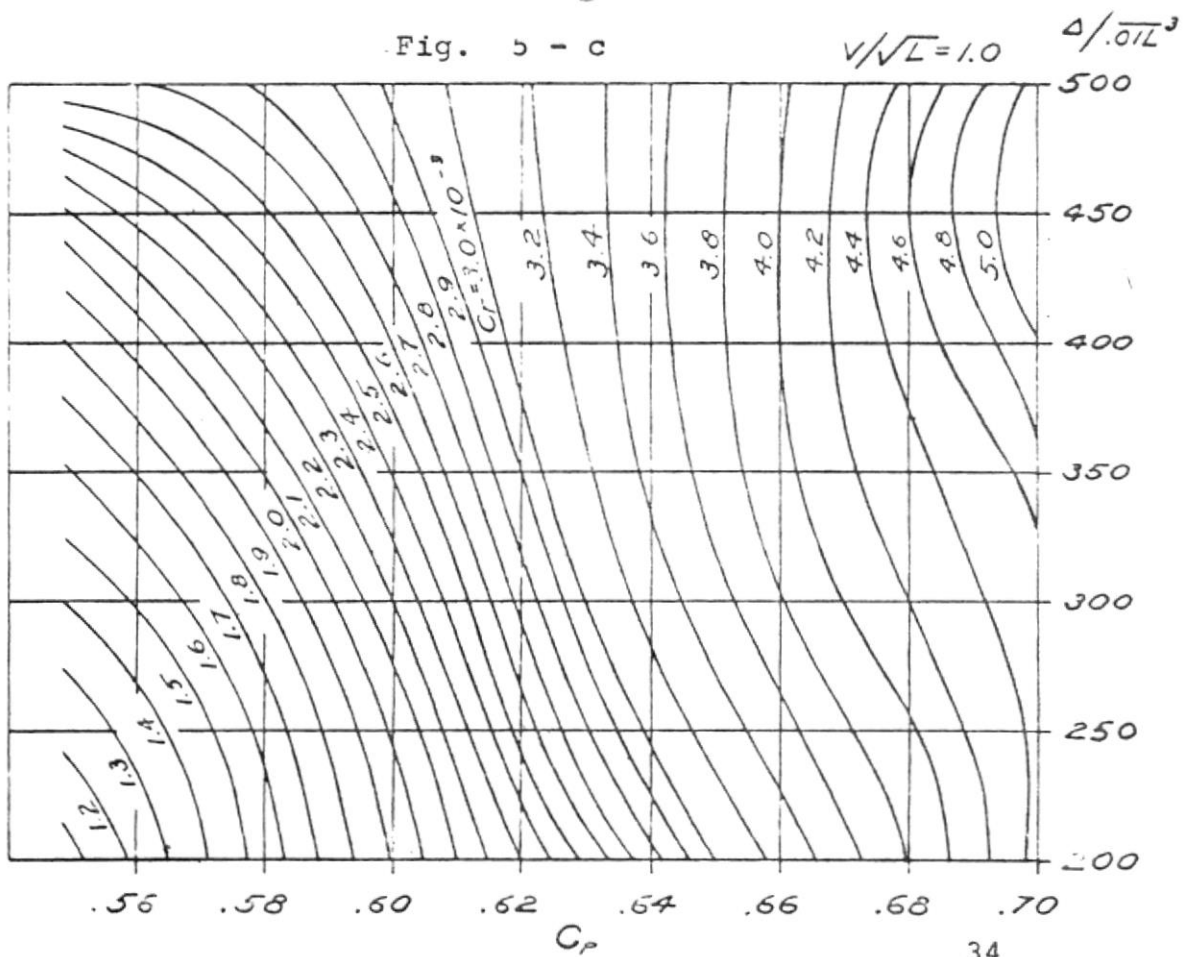


Fig. 5 - d

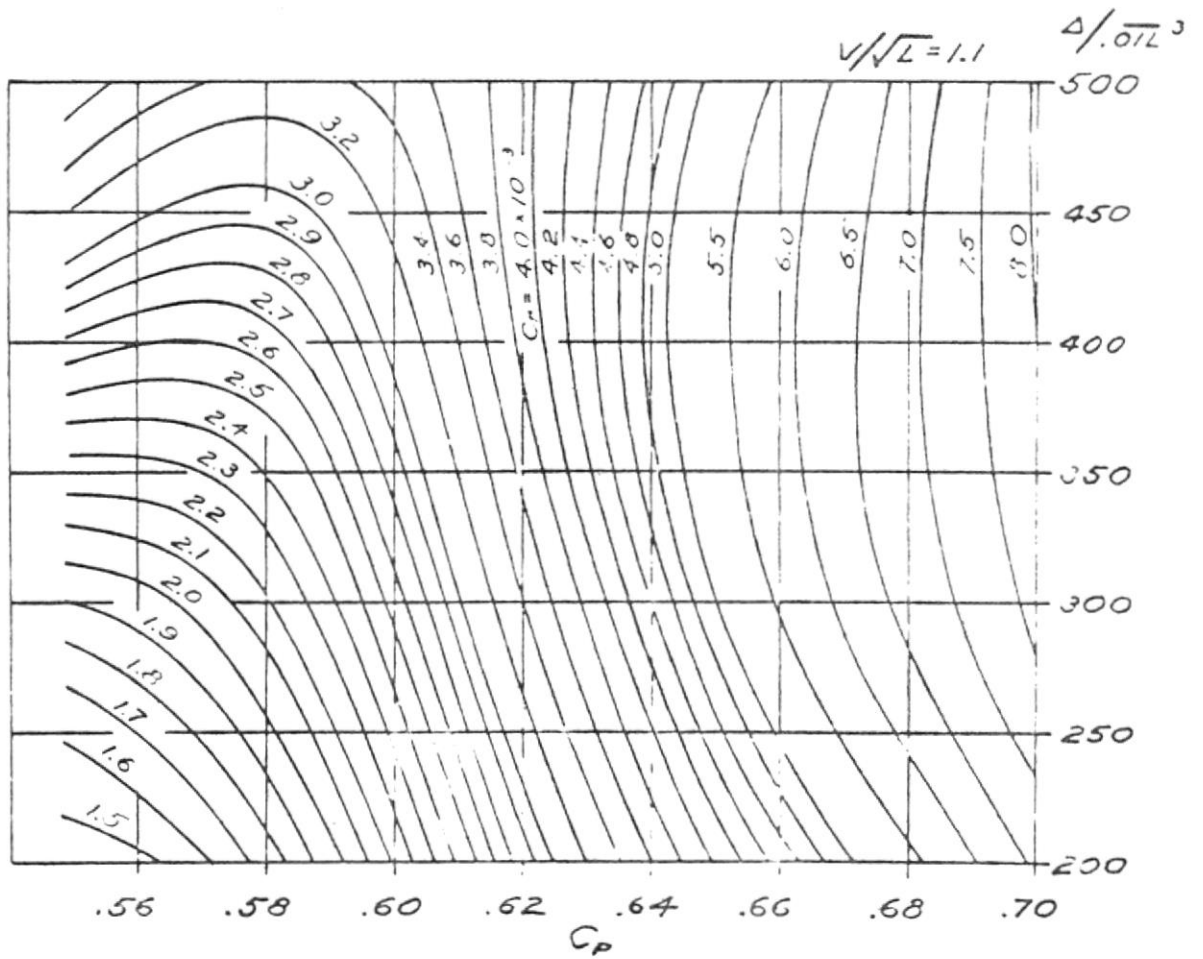


Fig. 5 - e

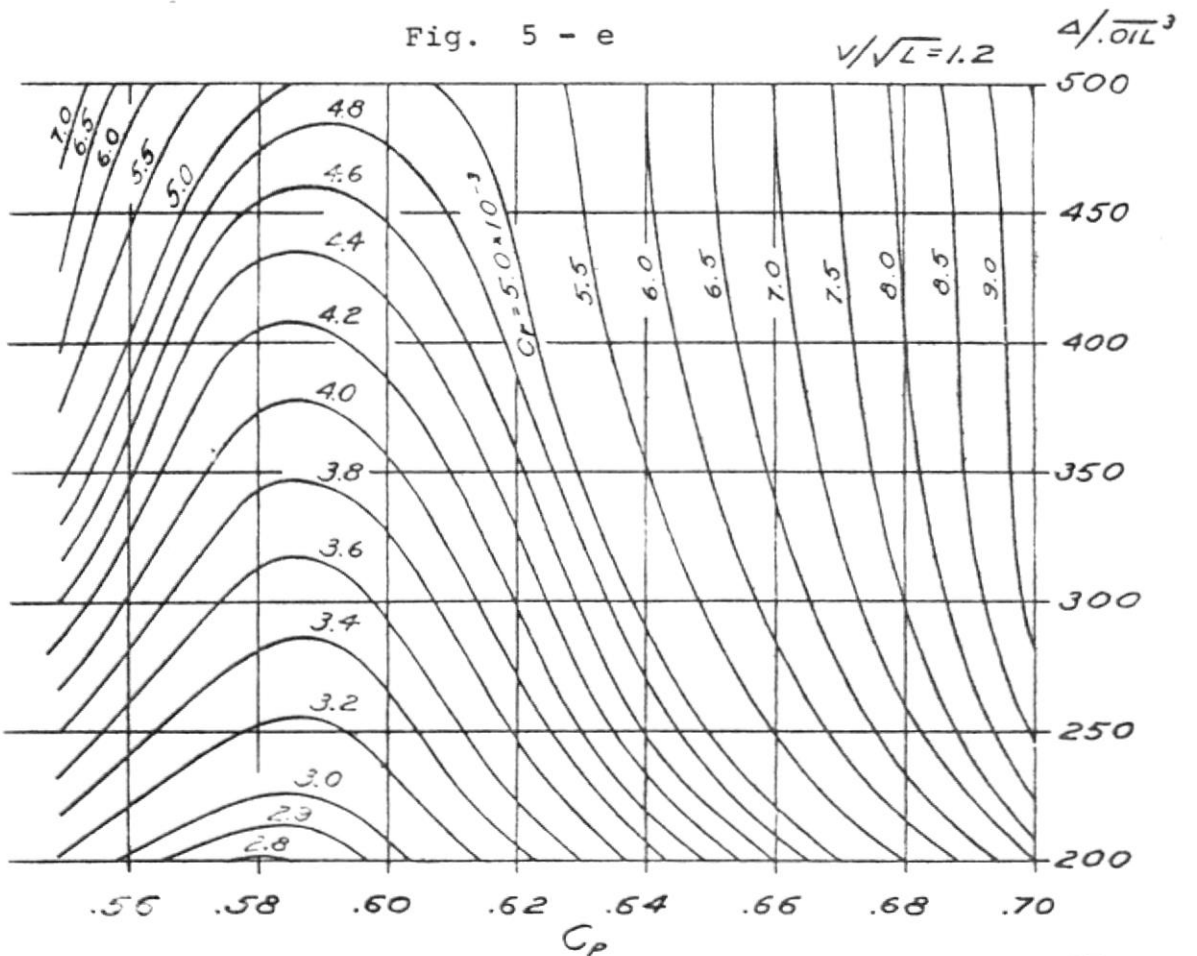


Fig. 5 - f

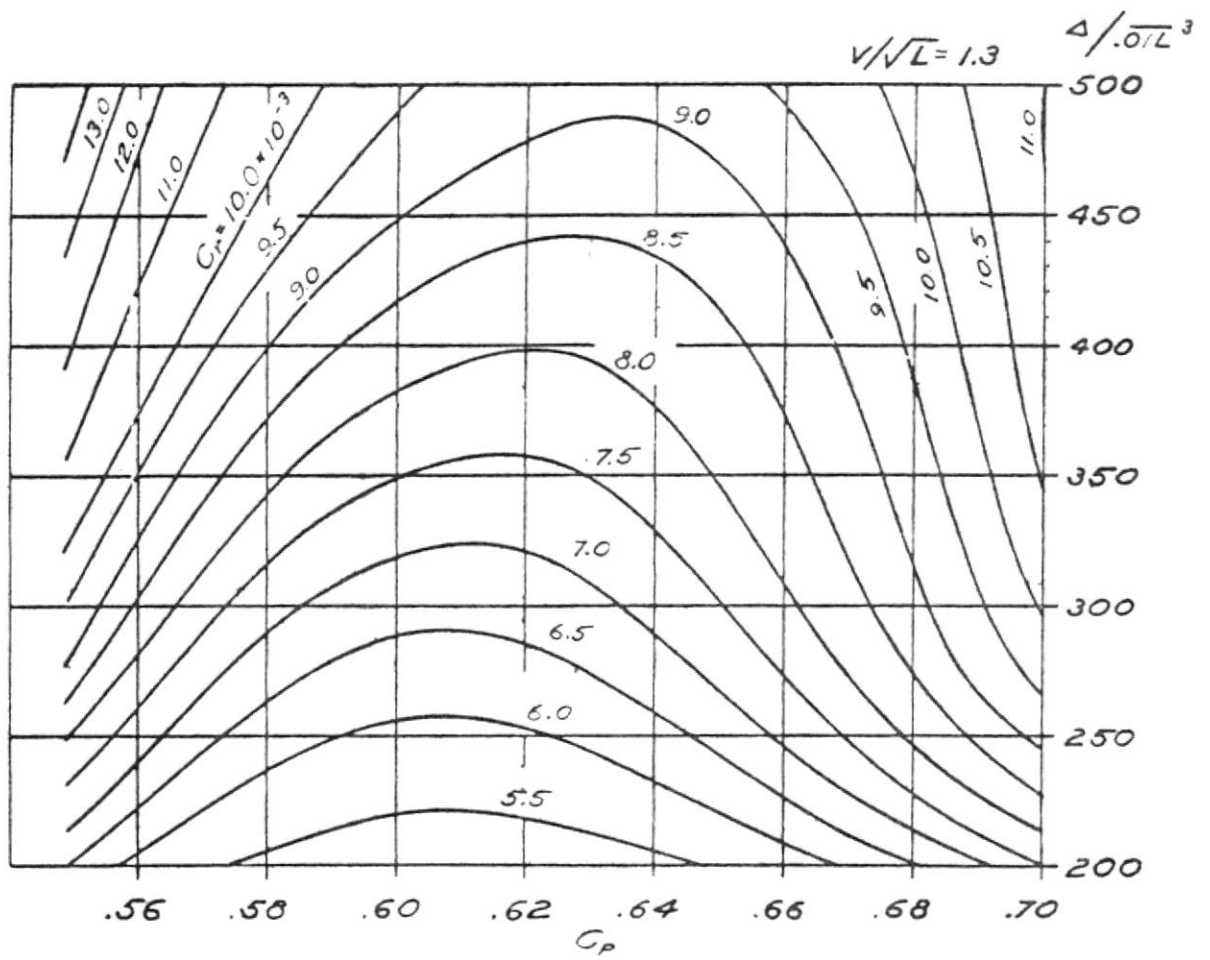


Fig. 5 - g

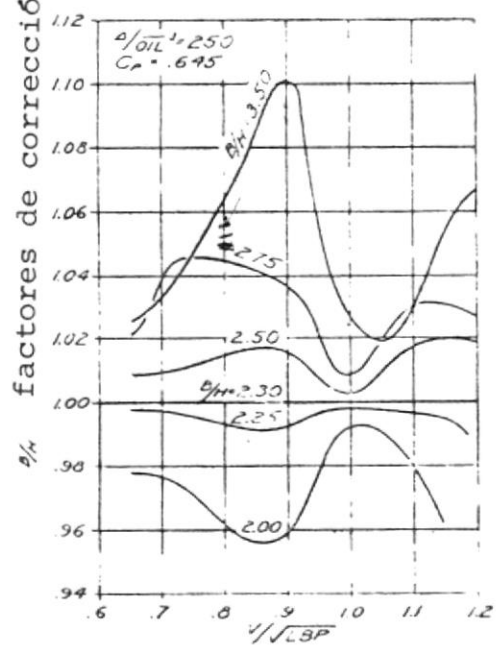


Fig. 6

$\frac{v}{\sqrt{L}}$ del diagrama de la Fig. 6, que fue trazado en base a las pruebas de los arrastreros ingleses

Los diagramas de "Ridgeley-Nevitt" fueron trazados en dependencia de los siguiente parámetros:

- C_p - Coeficiente prismático longitudinal
- $\frac{\Delta}{(.01L)^3}$ - Relación desplazamiento-eslora; donde el desplazamiento se torna en toneladas largas y la eslora en pies.
- $\frac{v}{\sqrt{L}}$ - Relación velocidad-eslora, o número de Froude en sistema ingles, donde la velocidad se toma en nudos y la eslora entre perpendiculares en pies.

Finalmente citaremos que el aire también influye en la resistencia del buque y para efecto de cálculo en buques pesqueros le tomamos igual al 4% de la resistencia que el agua presenta al buque, para darnos la relación final siguiente

$$R = k_{\text{aire}} C \frac{\rho v^2}{2} S$$

Donde:

R = Resistencia total

K_{aire} = Factor de corrección del efecto del ai
re = 1,04

ρ = Densidad del agua = $104 \frac{\text{kgf sg}^2}{\text{m}^4}$

v = Velocidad del buque en m/sg.

C = Coeficiente de resistencia total del a
gua

S = Superficie mojada en m^2

La superficie mojada, se la calcula de las formas del buque; pero con buena aproximación para los buques pesqueros pequeños y medianos y para los buques mercantes con valores pequeños de coeficiente bloque podemos usar la fórmula de S. Muraguin.

$$S = LH (1.36 + 1.13 C_b \frac{B}{H})$$

Donde:

L = Eslora en la línea de agua

H = Calado de la sección media

B = Manga

C_b = Coeficiente bloque

Conocido como determinar los diferentes componentes - de la resistencia, podemos organizar un cuadro de cálculo , para obtener varios valores de resistencia en función de la velocidad en nudos, teniendo presente que nuestra curva deberá mostrar las coordenadas de la resistencia, para una velocidad de 10.5 nudos, que ha sido propuesta para nuestro buque en navegación libre.

Por otro lado también tendremos en consideración que los datos obtenidos de los diagramas de Ridgeley - Nevitt, fueron hechos a base de pruebas con modelos de casco redondo, razón por lo cual para nuestro buque, a la resistencia total le aumentamos un 10% ^o por efecto de las chinás.

RESISTENCIA EN MANIOBRA DE PESCA.-

Para determinar la resistencia del buque cuando se encuentra en faena de pesca (arrastrando la red), es necesario calcular la curva de la resistencia para velocidades pequeñas, y a estos valores se sumará los correspondientes por - la resistencia de la red. Como ejemplo se tomarán los datos de una red soviética de 22.1 mts. [1], para darnos así la - curva $R_T + R_a$, que podemos ver en la figura 7, a igual que

las curvas de Resistencia total y caballaje efectivo, que han sido calculadas en la siguiente tabla.

$$L W D = 92.5 \text{ pies} = 28.2 \text{ mts}$$

$$B/H = 2.82 \quad C_b = .492$$

$$t^\circ = 16^\circ\text{C} \quad C_{pe} = .60$$

$$\frac{\Delta}{(.01L)^3} = 413.5 \quad V_n = 10.5 \text{ nudos}$$

1	$\frac{V_n}{\sqrt{L'}}$	-	.7	.8	.9	1.0	1.1	1.2
2	$V_n = \frac{V_n}{\sqrt{L'}} \cdot \sqrt{L'}$	nudo	6.73	7.68	8.65	9.62	10.58	11.54
3	$V = .515 V_n$	m /sg	3.46	3.96	4.46	4.96	5.45	5.95
4	V^2	m ² /sg ²	12	15.7	19.9	24.6	29.7	35.4
5	$R_e = \frac{V L}{\nu}$	-	8.77 $\times 10^7$	10.04 $\times 10^7$	11.31 $\times 10^7$	12.58 $\times 10^7$	13.8 $\times 10^7$	15.01 $\times 10^7$
6	$C_{fo} = f(R_e)$	-	2.11 $\times 10^{-3}$	2.07 $\times 10^{-3}$	2.05 $\times 10^{-3}$	2.01 $\times 10^{-3}$	1.98 $\times 10^{-3}$	1.96 $\times 10^{-3}$
7	C_{ro}	-	1.47 $\times 10^{-3}$	1.67 $\times 10^{-3}$	1.97 $\times 10^{-3}$	2.75 $\times 10^{-3}$	3.11 $\times 10^{-3}$	4.29 $\times 10^{-3}$
8	$K_{B/H} = f\left(\frac{V_n B}{\sqrt{L'} H}\right)$	-	1.037	1.048	1.046	1.012	1.03	1.033
9	$C_r = C_{ro} K_{B/H}$	-	1.523 $\times 10^{-3}$	1.75 $\times 10^{-3}$	2.06 $\times 10^{-3}$	2.783 $\times 10^{-3}$	3.20 $\times 10^{-3}$	4.43 $\times 10^{-3}$
10	$C = C_{fo} + C_{rug} + C_r + C_{ap}$	-	4.083 $\times 10^{-3}$	4.27 $\times 10^{-3}$	4.56 $\times 10^{-3}$	5.24 $\times 10^{-3}$	5.63 $\times 10^{-3}$	6.84 $\times 10^{-3}$
11	$R = K_{aire} C \frac{\rho V^2}{2} S$	kgf	657	899	1216	1727	2241	3245
12	$EHP = \frac{R V}{75}$	HP	30.3	47.4	72.2	114.2	162.8	257.4
13	$R_{ch} = 1.1 R$	kgf	723	988.9	1337	1899	2465	3569
14	$EHP_{ch} = 1.1 EHP$	HP	33.3	52.1	70.54	125.6	179.3	283.2

$$R_5 = R_{6.73} \frac{V_n^2}{V_{n6.73}} = 723 \left(\frac{5}{6.73} \right)^2 = 400$$

$$R_3 = R_{6.73} \frac{V_n^2}{V_{n6.73}} = 723 \left(\frac{3}{6.73} \right)^2 = 143.6$$

$$R_1 = R_{6.73} \frac{V_n^2}{V_{n6.73}} = 723 \left(\frac{1}{6.73} \right)^2 = 16$$

$$EHP_5 = 33.3 \frac{5^2}{6.73^2} = 33.3 \times .55196 = 18.38$$

$$EHP_3 = 33.3 \frac{3^2}{6.73^2} = 33.3 \times .19871 = 6.62$$

$$EHP_1 = 33.3 \frac{1^2}{6.73^2} = 33.3 \times .022 = .735$$

DETERMINACION DE LA VELOCIDAD EN RUTA LIBRE.-

Este es un asunto que únicamente lo podemos averiguar con exactitud, una vez que ha sido seleccionada nuestra hélice y motor correspondiente, y que en este momento, únicamente nos limitamos a indicar que la velocidad óptima para aprovechar los 280 BHP disponibles del motor que será seleccionado, es de 10.36 nudos, datos que serán explicados posteriormente como fueron obtenidos.

R_T Kgr
EHP x 10

CURVAS DE RESISTENCIA TOTAL y DE "EHP" CURVAS DE ARRASTRE MAXIMO CON y SIN TOBERA

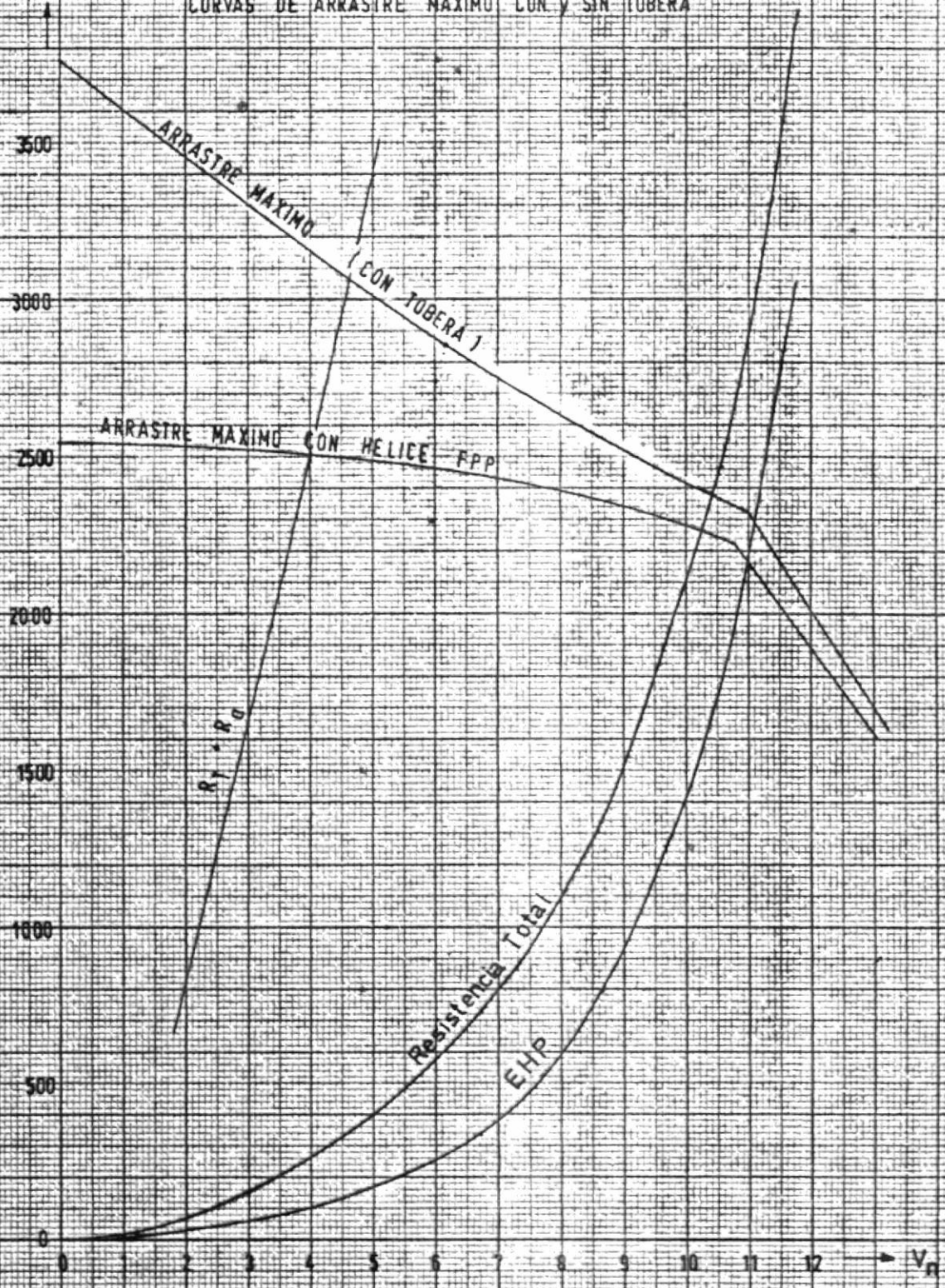


FIG. 7

DETERMINACION DE LA VELOCIDAD DE PESCA.-

Conociendo la curva $R_T + R_a$, y prolongándola de tal forma que intercepte a la curva de arrastre máximo, para cualquiera de los tipos de hélice, en el cruce correspondiente, estará la velocidad de pesca, que para nuestro ejemplo utilizando la red propuesta es de 4,00 nudos para la hélice sin tobera y de 4,62 nudos para la hélice en tobera.

HELICE PROPULSORA

DESCRIPCION DE LOS DIFERENTES TIPOS DE HELICES.-

Dentro de los sistemas propulsivos usados en la actualidad, se puede indicar que existen 2 tipos de hélices plenamente diferenciadas, estos son: la hélice de paso fijo y la hélice de paso controlado; la de paso fijo es aquella en la cual las aspas son fijas, en tanto que en la de paso controlado, se puede variar el paso al rotar las aspas, las mismas por medio de mecanismos un poco complicado se unen a la manzana de la hélice y luego la transmisión de su movimiento continúa por el eje a través de un hueco que es practicado en él

Sobre las hélices en general podemos decir que son los propulsores que nos dan una eficiencia alta para el régimen de avance óptimo, son de estructura simple y peso pequeño.

Las hélices en sí pueden tener diferente configuración en su geometría dependiendo de quien la estudió, además pueden variar en el número de palas, etc.; en el presente

te estudio nos dedicaremos por poner especial interés a la hélice de Troost, de la cual daremos más adelante los diagramas para su selección.

Con el propósito de conseguir un aumento en la eficiencia de la hélice se usa la tobera de Kort, la misma que presenta en sí un anillo con perfil aerodinámico el cual está casi junto a la hélice, la salida de la tobera tiene el area menor que a la entrada.

Cuando la hélice se instala en tobera, ésta debe ser colocada en el medio de la tobera, y de esta manera conseguir que se aumente la eficiencia de la hélice por 3 razones:

- a.- En la tobera (como en el hidrofoil) surge una mayor fuerza cortante, es decir aumenta el empuje de la hélice.
- b.- En la tobera como en un canal convergente, crece la velocidad del agua, porque la velocidad en el disco de la hélice es mayor que en el de una hélice sin to

bera, razón por la que disminuye el coeficiente de carga.

$$C_T = \frac{T}{\frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot A_d}$$

Como es conocido según la teoría del propulsor ideal, la disminución del coeficiente de carga aumenta la resistencia.

- c.- Gracias al pequeño claro entre la tobera y la aspa se disminuye el flujo al rededor del canto de la hélice (el flujo de la cara de presión a la cara de succión). A causa de este flujo se disminuye la diferencia entre las presiones en la cara de presión y la cara de succión. Entonces el flujo local es una fuente de las pérdidas de eficiencia, las mismas que son disminuidas con la presencia de la tobera.

Con la finalidad de utilizar al máximo la potencia del buque, fue que se pensó y se inventó la hélice de paso controlado, la misma que puede utilizar toda la potencia de la máquina manteniendo constante las revoluciones en ré

gimenes diferentes de movimiento, Por ejemplo en un arrastrero se puede mantener la potencia de la máquina y las revoluciones de marcha libre en régimen de pesca, hecho que obliga a usar las hélices de paso controlado en los buques que deben operar en condiciones muy diferentes, caso de los pesqueros y remolcadores; en los cuales inclusive, manteniendo la dirección de rotación de la máquina, se puede dar marcha atrás, circunstancia que determinó que la hélice de paso controlado, pueda ser utilizada con éxito en los buques mercantes.

Con el propósito de dar cabida al mecanismo que hace girar las aspas de una hélice de paso controlado, la manzana de esta hélice, debe ser mayor que en la de paso fijo, razón por la cual la eficiencia de la hélice de paso controlada en régimen óptimo (para el que fué seleccionada) es menor en 1-2% en comparación con la eficiencia de la hélice de paso fijo; en otros regímenes de trabajo, la diferencia de eficiencia aumenta al rango entre 2-5%, ya que cambiando de posición las aspas, se obtendrá un paso diferente y no el óptimo a lo largo de la aspa; pues, en el extremo de la aspa, la variación del paso será mayor que en la raíz.

SELECCION DE LAS HELICES DE DIFERENTES TIPOS.-

Al tratar sobre la selección de la hélice, previamente debe hacerse un pequeño estudio sobre el comportamiento de ella cuando trabaja detrás del casco, y entre otras cosas se tendrá presente el efecto de estela que en función del número de Froude y de la carena del buque, puede aumentar o disminuir. Fracción de estela es la relación entre la diferencia de velocidades, del buque V y del flujo en el disco V_p , para la velocidad del buque, esto es:

$$w = \frac{V - V_p}{V} \Rightarrow V_p = V (1 - w)$$

Aparte de la estela, la interacción entre el casco y la hélice contiene también el fenómeno de la reducción del empuje a causa de la influencia de la hélice sobre la resistencia del casco, pues, la hélice trabajando detrás del casco, aumenta la velocidad del flujo en la popa del buque, lo que lleva a que la presión disminuya hacia la popa, circunstancia que obliga a que surja una resistencia adicional ΔR . Recordando que la resistencia R del buque se determina cuando es remolcado sin la hélice. Entonces, el empuje de la hélice debe equilibrar la resistencia R y la

fuerza adicional ΔR ; teniendo presente que ΔR es el incremento de la resistencia a causa del trabajo de la hélice, su fuerza útil o arrastre R_T podemos escribir así:

$$R_T = T - \Delta R$$

considerando la reducción del empuje tendremos:

$$t = \frac{T - R_T}{T}$$

$$R_T = T (1 - t)$$

Es necesario notar que el flujo detrás del buque es eterogeneo, esto es, la velocidad de estela en los diferentes puntos de la hélice es diferente. A causa de esta razón el torque de la hélice trabajando tras del casco será diferente con respecto al torque de la misma hélice cuando -trabaja en agua abierta.

A la relación entre el torque de la hélice en agua abierta Q y el torque de la hélice cuando trabaja detrás -del casco Q_c la podemos denominar como la eficiencia rela-

tiva de rotación:

$$\eta_R = \frac{Q}{Q_c}$$

Este valor de eficiencia relativa de rotación, para buque con una sola hélice está entre los límites de 1.0 hasta 1.1; y para buques con 2 hélices está entre 0.95 y 1.0.

Con lo cual y antes de proseguir determinamos las magnitudes de las fracciones de estela y reducción de empuje, utilizando los datos experimentales para buques pesqueros.

Según las recomendaciones de Schoenherr para los barcos pesqueros con una hélice podemos determinar la fracción de estela de la siguiente fórmula:

$$W = .12 + \frac{4.5 \cdot C_{pv} \cdot C_p \cdot B/L}{(7. - 6. C_{pv}) (2.8 - 1.8 C_p)} + \frac{1}{2} \left(\frac{E}{H} - \frac{D}{B} - k'K \right)$$

Donde:

L, B, H = Dimensiones principales del buque

D = Diámetro de la hélice

- E = Altura del eje desde la base del codaste
- C_p = Coeficiente prismático longitudinal
- C_{pv} = Coeficiente prismático vertical
- K = Angulo de inclinación de la aspa en radianes, para la hélice de Troost = 15°
- k' = Coeficiente que es igual a .3 para los buques con la popa normal y de .5 - .6 para los buques con el durmiente cortado, para nuestro caso $k' = .5$

La reducción de empuje para los buques pesqueros, se toma igual a:

$$t = .8 W$$

Para otros tipos de buques se tienen fórmulas diferentes, que por no ser motivo del presente estudio no se las incluye.

Luego de conocer como se determinan los coeficiente de influencia del trabajo de la hélice, detrás del casco, pasamos a estudiar el coeficiente cuasipropulsivo, el mis-

mo que es así llamado, a la relación entre el caballaje efectivo y el caballaje entregado; y en el caso de que fuera más de una hélice, el caballaje efectivo se tendrá que dividir entre el número de hélices, por lo que la fórmula del coeficiente cuasipropulsivo viene dada por:

$$\eta_D = \frac{EHP}{z_n DHP} = \frac{P_E}{z_n P_D} .$$

Donde:

z_n = Número de las hélices

DHP = Caballaje entregado

P_E = Potencia efectiva

P_D = Potencia entregada

Si:

P_E = $R \cdot V$

R = Resistencia del buque

V = Velocidad del buque

P_D = $Q_C \times W = 2 \pi n Q_C$

$$\eta_D = \frac{R \cdot V}{z_n 2 \pi n Q_C}$$

Teniendo presente la relación entre la velocidad en el disco de la hélice y la velocidad de avance.

$$V_p = V (1 - W)$$

Así como también entre el arrastre y el empuje de la hélice (notando que la resistencia total es igual a la suma de los arrastres).

$$R = Z_n R_T = Z_n T (1 - t)$$

y la expresión de la eficiencia relativa de rotación

$$\eta_R = \frac{Q}{Q_c}$$

Se puede transformar la última expresión para η_D , en:

$$\eta_D = \frac{1 - t}{1 - W} \cdot \frac{T \cdot V_p}{2 \pi Q} \eta_R$$

Si la primera relación del miembro derecho de la fórmula anterior le llamamos eficiencia del casco.

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - W}$$

y sabiendo que la segunda relación es la eficiencia de la hélice, se puede escribir:

$$\eta_D = \eta_H \cdot \eta_p \cdot \eta_R$$

Ahora bien si el coeficiente propulsivo se lo trata como la relación entre la potencia efectiva y la total de las máquinas en el freno (P_B), se tendrá:

$$\eta = \frac{P_E}{Z_n P_B} = \frac{P_E}{Z_n P_D} \cdot \frac{P_D}{P_B}$$

La relación entre la potencia entregada y potencia al freno, toma en cuenta las pérdidas de energía en el eje y en el reductor, por lo tanto:

$$\frac{P_D}{P_B} = \eta_{red} \cdot \eta_e$$

Finalmente el coeficiente propulsivo será:

$$\eta = \eta_D \times \eta_{red} \times \eta_e$$

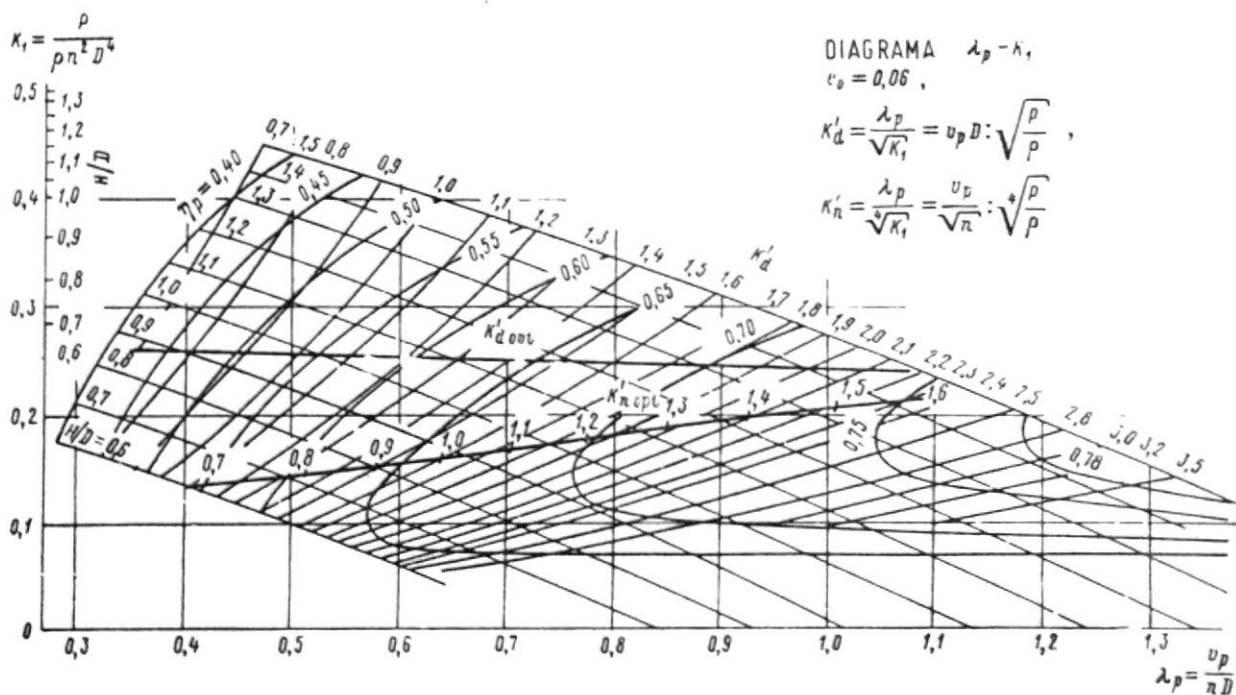
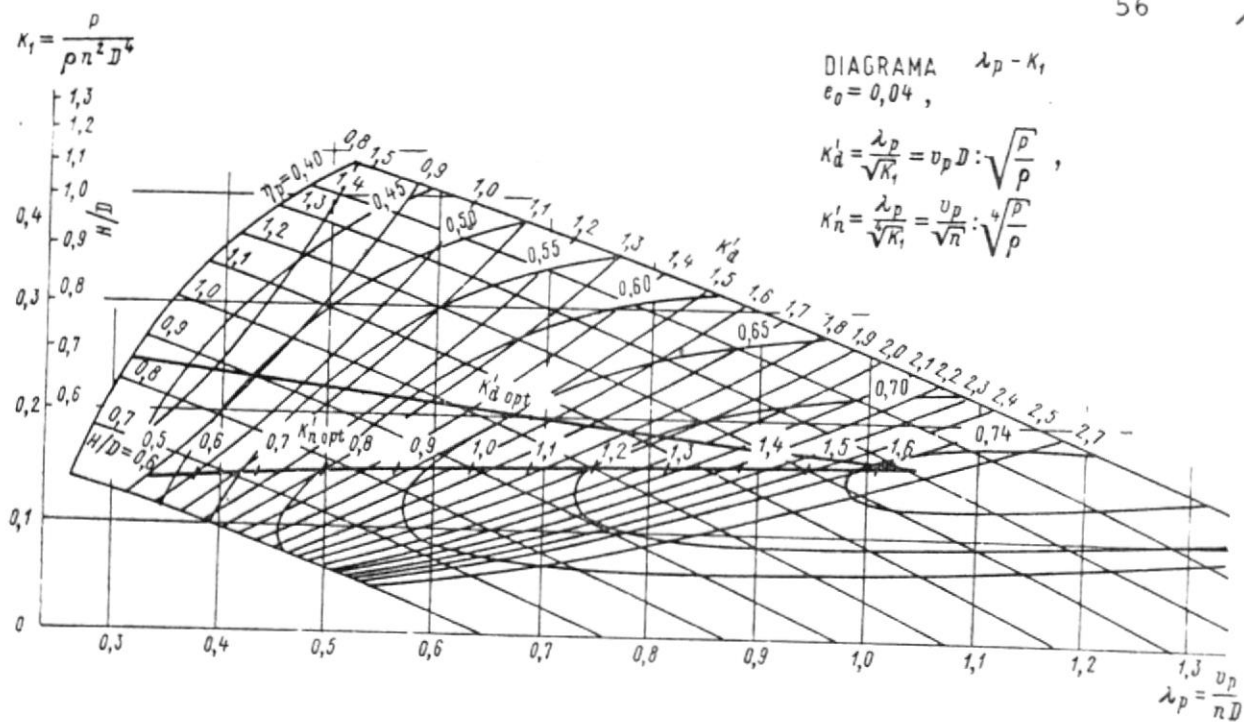
$$\eta = \eta_H \times \eta_R \times \eta_p \times \eta_{red} \times \eta_e$$

LA HELICE DE PASO FIJO.-

Con estas consideraciones, podemos entrar al estudio de los diagramas seriales de las hélices de paso fijo, los mismos que se muestran en las figuras 8, 9, 10 y 10-A ^[3]

Habitualmente son trazadas las curvas de los coeficientes de empuje, torque, eficiencia y otras características hidrodinámicas de la hélice, las mismas que representan las combinaciones de empuje y torque; estas últimas, utilizadas para simplificar la selección de la hélice.

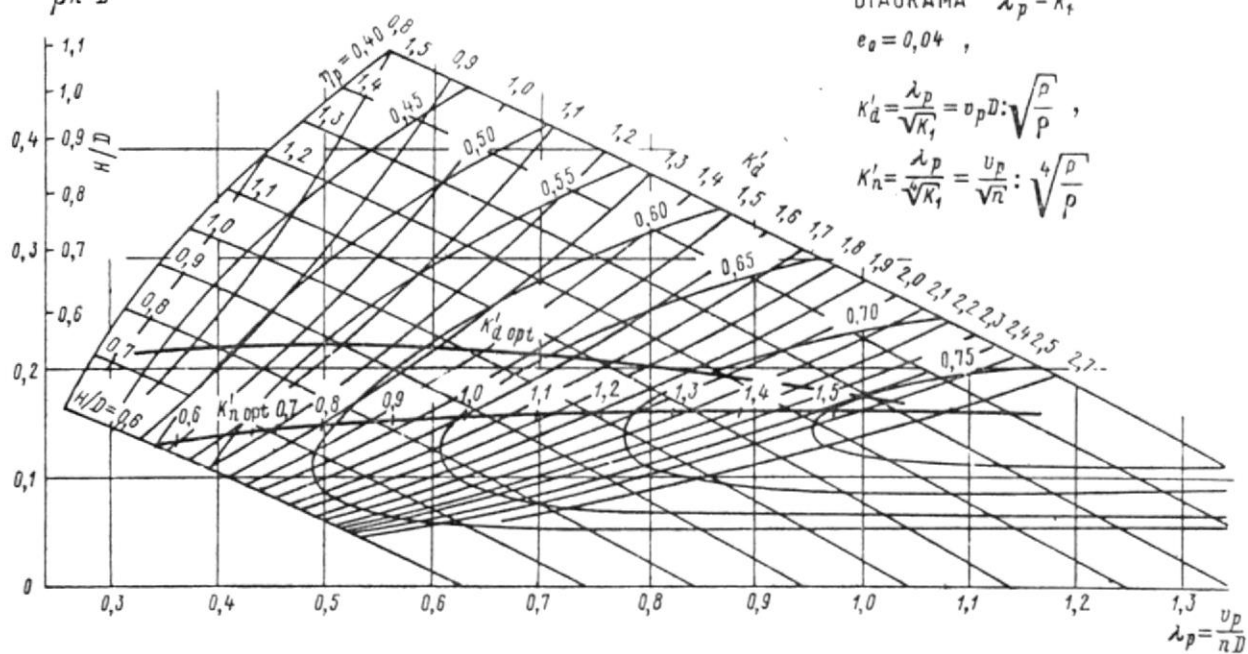
En la actualidad y en casi todo el mundo, los buques mercantes y pesqueros usan la hélice propuesta por L. - Troost; la misma que se caracteriza porque la aspa tiene perfil aerodinámico en las vecindades de la manzana, en tanto que en la periferie el perfil es en segmento. El perfil aerodinámico es más eficiente que el de segmento, por lo que el primero se lo ubica junto a la manzana, en tanto que el segundo llegará a la cavitación al último, lo que motivó a que se lo ubique en la periferie, donde la velocidad lineal es mayor. El contorno del aspa es asimétrico; la arista de ataque es convexa, en tanto que la de salida



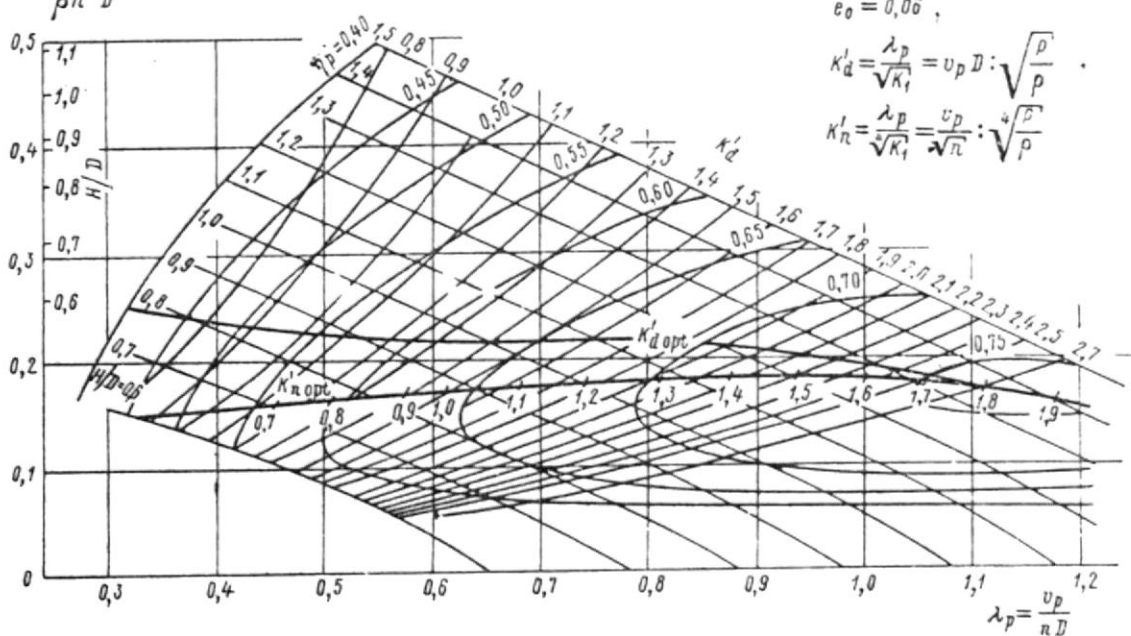
$\lambda_p - \kappa_1 (z = 4, \beta = 0,35)$

Fig. 8

$$K_1 = \frac{\rho}{\rho n^2 D^4}$$

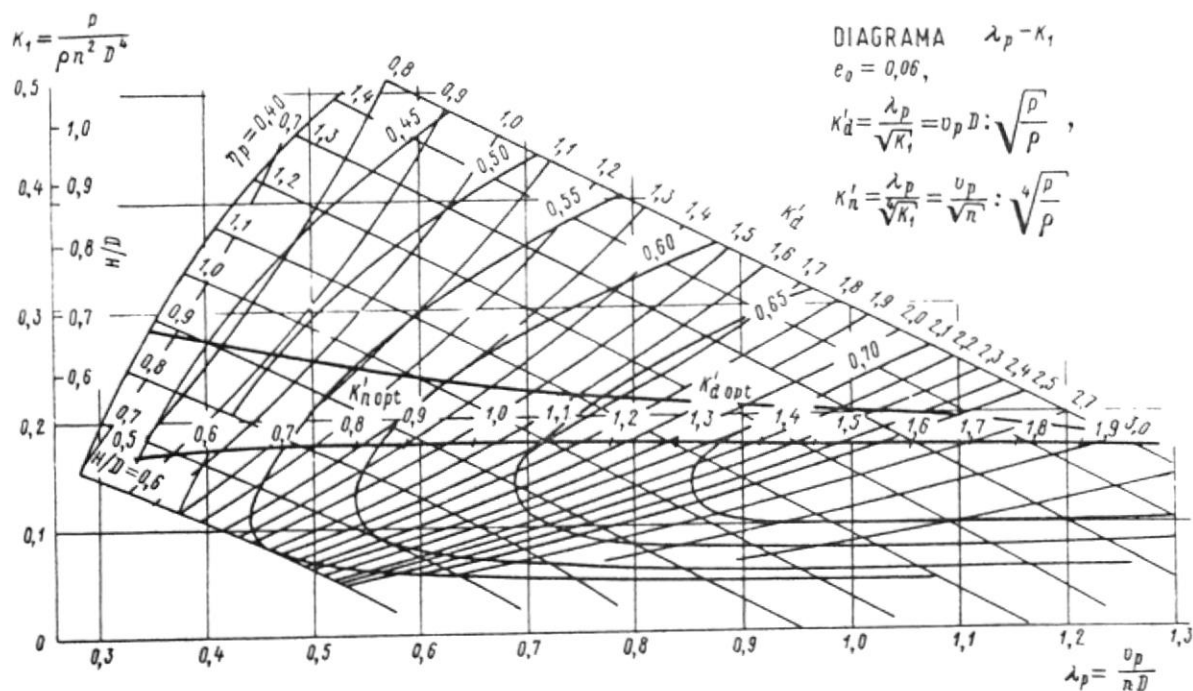
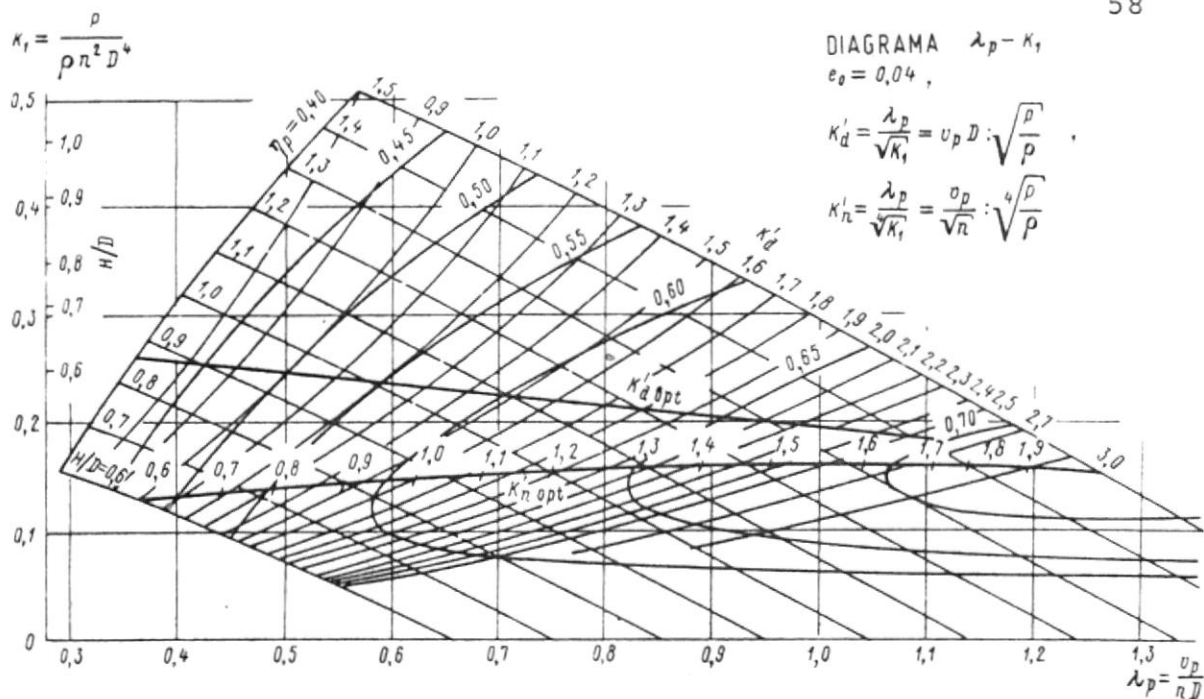


$$K_1 = \frac{\rho}{\rho n^2 D^4}$$



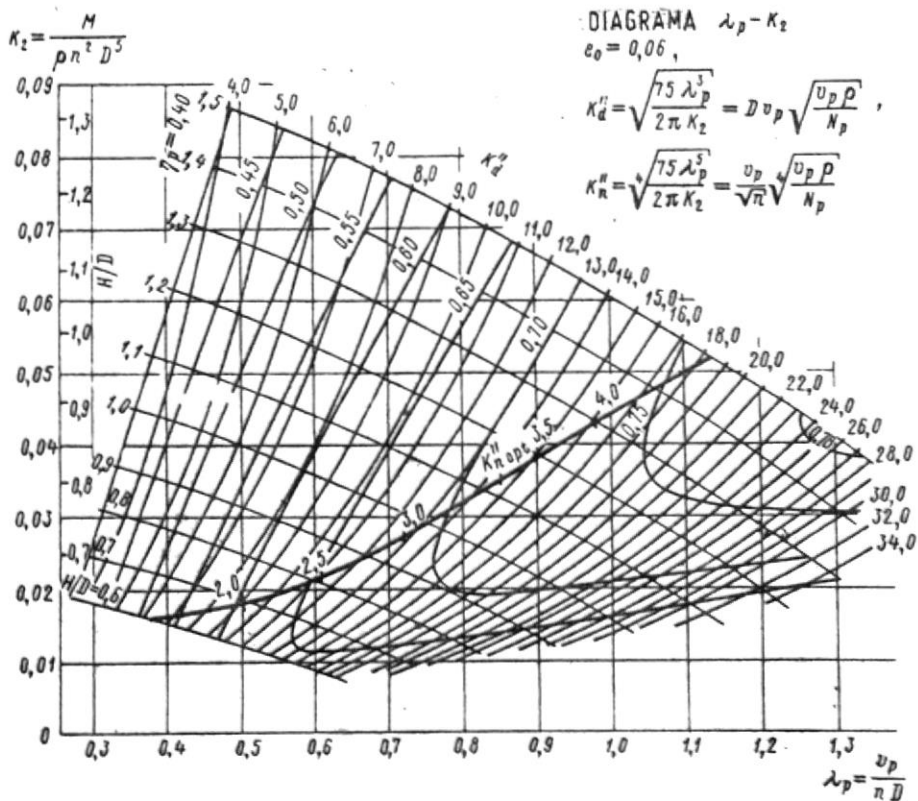
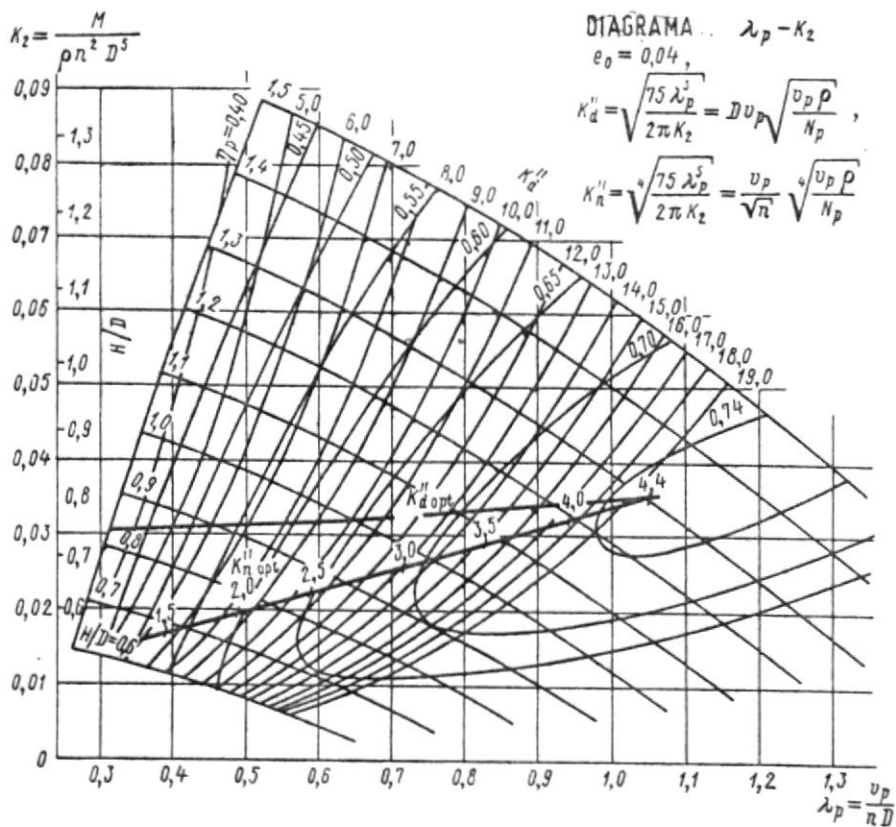
$\lambda_p - K_1 (z = 4, \theta = 0.58)$

Fig. 9



$\lambda_p - \kappa_1$ ($z = 4, \delta = 0,75$)

Fig. 10



$\lambda_p - \kappa_2$ ($z = 4, \vartheta = 0,35$)

Fig. 10-A

es cóncava; el aspa está inclinado 15° . En la figura 11, podemos observar las características geométricas de esta hélice.

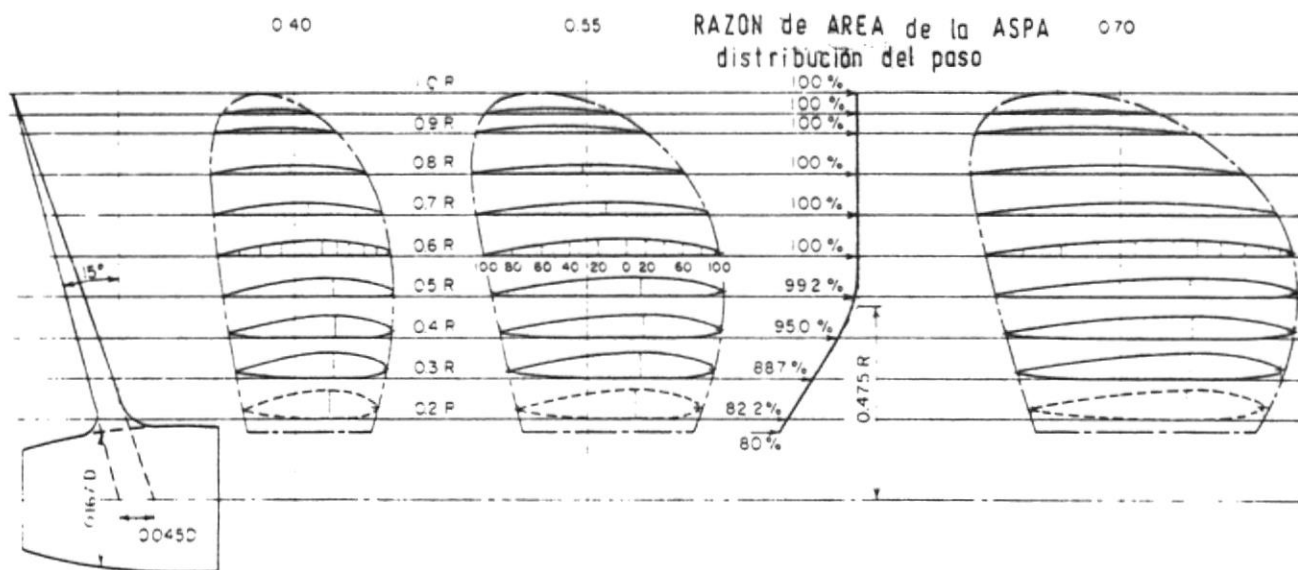


Figura 11

Se citarán los diagramas para hélices de cuatro aspas y con 2 valores de espesor relativo $e_0 = 0.04$ y 0.06 ; correspondiendo estos para cada combinación de razón de área expandida y del espesor relativo.

En estos diagramas se han trazado el coeficiente de empuje y la eficiencia de la hélice en dependencia de la

relación de avance y de la razón de paso H/D. Para la selección de la hélice, se dan también los coeficientes

$$K'_d = \frac{\lambda_p}{\sqrt{K_t}} = D \cdot V_p \cdot \sqrt{\frac{\rho}{T}}$$

$$K'_n = \frac{\lambda_p}{\sqrt[4]{K_t}} = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho}{T}}$$

Se muestran también las curvas de: línea de los diámetros óptimos (abajo); que sirve para seleccionar el diámetro óptimo teniendo las revoluciones, además, sobre esta línea se dan los valores de K_n ; y la línea de revoluciones óptimas (arriba), que sirve para calcular las revoluciones teniendo el diámetro.

La nomenclatura de las fórmulas anteriores es:

- D = Diámetro de la hélice en metros
 V_p = Velocidad del agua en el disco de la hélice
n = Revoluciones de la hélice por sg.
T = Empuje de la hélice en Kgr. fuerza
 ρ = Densidad del agua en $\frac{Kgf}{m^3} \cdot sg^2$ (para el agua salada $\rho = 104$)

Ahora se tendrá presente que en la mayoría de los casos, el diámetro óptimo para la hélice es muy cercano al diámetro máximo, en todo caso si el segundo resultara ser mayor, se tomará éste, y luego considerando la fracción de estela y la reducción del empuje, entramos a examinar el uso del diagrama $K_t = f(\lambda_p)$. Seleccionando el diagrama serial se calcula:

$$K'_d = D \cdot V_p \sqrt{\frac{\rho}{T}}$$

expresión en la que se toma el valor del diámetro máximo ; luego se entra en el diagrama $K_t = f(\lambda_p)$, y de la línea de revoluciones óptimas se sacan en dependencia de K'_d las magnitudes de λ_p , η_p , H/D ; luego se determinan las revoluciones por segundo $n = \frac{V_p}{\lambda_p \cdot D}$ y el caballaje de la máquina

$$\text{BHP} = \frac{E H P}{z_p \cdot \eta_e \cdot \eta_{\text{red}} \cdot \eta_H \cdot \eta_p} = \frac{R \cdot V}{75 \cdot z_p \cdot \eta_e \cdot \eta_{\text{red}} \cdot \eta_H \cdot \eta_p}$$

Donde:

$$\eta_e = \text{Eficiencia del eje} = .97$$

- η_{red} = Eficiencia del reductor = .98 por grado de reducción
- η_{H} = Eficiencia del casco
- V = Velocidad del buque en m/sg.

Notaremos aquí, que tal como se explicó anteriormente no se toma en consideración la eficiencia de rotación (η_{R}), o en otras palabras se la ~~asume~~ asume igual a uno.

En base al cálculo anterior se puede seleccionar la máquina principal. Por otro lado es evidente que el cableaje y las revoluciones de la máquina real, no serán iguales a los valores obtenidos en el cálculo anterior; hecho por el cual es necesario calcular la hélice y la velocidad del buque en una segunda aproximación; más, en la práctica ocurre que por varias razones, entre ellas la comercial o la existencia en el mercado, determinan que el motor sea seleccionado sin estos cálculos, por lo tanto se prescinde de la primera aproximación. Más adelante se estudiará como seleccionar el motor y su reducción.

Para el cálculo de la segunda aproximación, (que es -

imprescindible) se entra con la potencia de la máquina y - las revoluciones de la hélice, y se determina exactamente la velocidad del buque y los elementos de la hélice.

Si las revoluciones y potencia de la máquina seleccionada difieren considerablemente de las obtenidas en la primera aproximación, se tendrá que determinar nuevamente la razón de área expandida y el espesor relativo de la pala. Al calcular la razón de área expandida se tomarán en cuenta que un valor insuficiente lleva a la cavitación, o al contrario una magnitud excesiva acarrea una disminución en la eficiencia. Para elegir la razón de área expandida se determina previamente el diámetro aproximado según la fórmula:

$$D' = \frac{4}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\text{BHP} \times \eta_e \eta_{red}}{\rho V_p}} \quad [\text{mts}]$$

Después se calcula la carga de la hélice:

$$p = \frac{4 T}{\pi D^2}$$

Usando la figura 12 y con
siderando la reserva según:
[3]

$$\theta = (1.5 - 1.7) \theta'$$

se selecciona la razón de area
expandida, usando la fórmula

$$e_o \geq 0.0005 \sqrt{\frac{P}{\theta}}$$

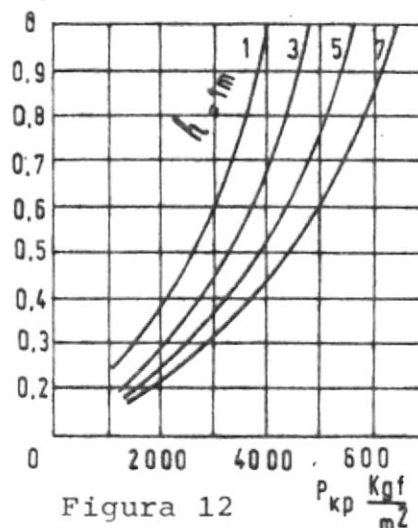


Figura 12

se determina el espesor relativo, y cuando se han cumplido
estos requisitos que indican que la hélice no cavitará, se
selecciona el diagrama serial, para lo cual previamente de
terminamos los coeficientes de influencia: fracción de es-
tela

$$W = .12 + \frac{4.5 \cdot C_{pv} \cdot C_p \cdot B/L}{(7-6 C_{pv})(2.8-1.8 C_p)} = \frac{1}{2} \left(\frac{E}{H} - \frac{D}{B} - k' K \right)$$

$$B/L = 0.3$$

$$D = 1.5 \text{ mt (aproximadamente antes de calcular)}$$

$$E = 1$$

$$k' = 0.5$$

$$K = \frac{15^\circ}{57.3^\circ} = .262$$

$$W = .12 + \frac{4.5 \times .615 \times .60 \times .30}{3.31 \times 1.72} + \frac{1}{2} (.33 - .177 - .131)$$

$$W = .12 + .088 + .011$$

$$W = .219$$

reducción de empuje

$$t = .8 W = .175$$

seguidamente determinamos el diámetro probable.

$$D' = \frac{4}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\text{BHP} \cdot \eta_e \cdot \eta_{\text{red}}}{\rho \cdot V_p}}$$

para determinar el BHP en nuestro caso, lo hacemos dividiendo el EHP (para 10 nudos = 144 HP) para 0.5 que es el valor del coeficiente propulsivo, aunque por lo general este último es mayor, por lo tanto $\text{BHP} \approx 280$ para un motor caterpillar que viene con 2 posibilidades de reducción; de las cuales escogemos $\text{RPM} = 2000 \div 5.95 \times \frac{1}{60} = 5.6 \text{ rev/sg}$

$$V_p = .515 V_n (1-w) = 5.15 (.781) = 4.022 \text{ m/seg.}$$

$$\rho = 104 \frac{\text{kg f sg}^2}{\text{m}^4}$$

$$D' = \frac{4}{\sqrt{5.6}} \sqrt[4]{\frac{280 \times .97 \times .97}{104 \times 4.022}} = 1.5058 \text{ mts}$$

$$p = \frac{4T}{\pi D^2}$$

$$T = \frac{R}{1-t}$$

R. de la figura 7, para 10 nudos = 2125 kg_f

$$T = \frac{2125}{.825} = 2576.00 \text{ kg}_f$$

$$p = \frac{4 \times 2575.75}{3.14 \times 1\beta^2} = 1012 \text{ kg}_f / \text{m}^2$$

De la figura 12 para $p = 1012$ y para una sumersión del eje de la hélice ($h = 1.5$ mts); $\theta' = .23$, esto es que:

$$\theta = .35 > (1.5 \theta')$$

$$e_o = .0005 \sqrt{\frac{p}{\theta}} < .04$$

por lo tanto se selecciona el primero de la serie de diagramas $K_1 = f(\lambda)$ $\theta = 0.35$ $e_o = 0.04$, para el diámetro óptimo se utiliza el coeficiente:

$$K'_n = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{T}}$$

Los cálculos de K'_n se realizan para 3 ó 4 ó más velocidades del buque, y en dependencia de K'_n , de la línea de

diámetros óptimos se obtiene λ_p , n_p y H/D .

Teniendo la relación de avance λ_p se calcula el diámetro óptimo:

$$D = \frac{V_p}{n \cdot \lambda_p}$$

(n para todas las fórmulas en revoluciones por sg).

Conocida la eficiencia se determina la potencia efectiva de la máquina; lo que en resumen se puede realizar según la siguiente tabla, tal como procedemos con nuestro buque en cuestión, con los siguientes datos:

MOTOR:

-Caballaje a régimen continuo = 280 HP

-Revoluciones del cigüeñal = 2000 RPM

-Reducción 4.44 ÷ 1

5.95 ÷ 1

el cálculo se realiza para ambas reducciones, a fin de escoger el reductor que presente mayores ventajas.

-Diámetro máximo de la hélice = 1.8 mts

-k' = .05 (se indica antes)

- K = 15° (característica de la hélice de Troost)
- Eslora L = 28.2 mts.
- Manga B = 8.47 mts.
- Calado H = 3.0 mts.
- Coeficiente bloque $C_b = .492$
- Coeficiente prismático longitudinal $C_p = .60$
- Coeficiente prismático vertical $C_{pv} = .615$
- Coeficiente del plano de agua $C_w = .80$
- Fracción de estela W = .219 (calculado antes)
- Reducción de empuje t = .175 (calculado antes)

		5.6	7.5	5.6	7.5
V_n	nudos	10	10	10.5	10.5
R	kg f	2335	2335	2415	2415
$EHP = \frac{R V_n \times .515}{75}$	HP	144	144	172	172
$V_p = .515 (1-W) V_n$	m/sg	4.022	4.022	4.22	4.22
$T = \frac{R}{z_p (1-t)}$	Kg f	2575.75	2575.75	2927.27	2927.27
$k'_n = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{\rho}{T}}$.762	.658	.774	.669
$\lambda_p = f(k'_n \text{ opt})$.48	.42	.48	.42
$H/D = f(k'_n \text{ opt})$.756	.71	.78	.705
$\eta_p = f(k'_n \text{ opt})$.585	.545	.59	.54
$D = \frac{V_p}{n \lambda_p}$	mts	1.50	1.28	1.57	1.34
$BHP' = \frac{EHP}{z_p \cdot \eta_p \cdot \eta_h \cdot \eta_e \cdot \eta_{red}}$	HP	248	266	293	320

Para sacar los elementos de la hélice y determinar la velocidad de avance que correspondan exactamente a la potencia del motor seleccionado, se trazan los gráficos de diámetro óptimo, razón de paso y potencia necesaria en dependencia de la velocidad del buque, o en su defecto si únicamente se ha calculado para 2 velocidades del buque tal como en el presente caso, se procede a la interpolación lineal, de tal forma de obtener para la potencia real del motor, los datos finales de la hélice; diámetro y razón de paso.

$$n = 5.6 \text{ rev/seg}$$

10 nudos	248 HP	
<u>10.5 nudos</u>	<u>293 HP</u>	
.5	45	
x	13	$x = \frac{.5 \times 13}{45} = .14$

para 280 HP	$V_n = 10.36$ nudos	
H/D .756	10 nudos	
<u>.78</u>	<u>10.5 nudos</u>	
.024	.5	
x	.36	$x = \frac{.36 \times .024}{.5} = .017$

$$\text{para } 10.36 \text{ nudos} \quad H/D = .773$$

D

$$\begin{array}{r}
 1.5 \\
 \underline{1.57} \\
 .07 \\
 \times \\
 \hline
 \end{array}
 \qquad
 \begin{array}{r}
 10 \text{ nudos} \\
 \underline{10.5 \text{ nudos}} \\
 .5 \\
 .36 \quad \times = \frac{.07 \times .36}{.5} = .05
 \end{array}$$

para 10.36 nudos

D = 1.55 mts.

Finalmente y con el propósito de prevenir que nuestra hélice cavite, se controla este fenómeno mediante las fórmulas dadas anteriormente para p y θ y con auxilio de la figura 12.

$$p = \frac{4 T}{\pi D^2} \quad \text{Si } T = \frac{R}{1-t} = \frac{2330}{.825} = 2824.24$$

R se obtiene del gráfico de la figura 7 para la velocidad 10.36 nudos:

$$p = \frac{4 \times 2824.24}{3.14 \times (1.55)^2} = 1496.75$$

Si la profundidad de sumersión del eje de la hélice es 1.5 mts. utilizando el gráfico de la figura 12 tendremos:

$$\theta' = .26$$

dato que nos indica que está bien seleccionado el diagrama serial y por tanto la hélice estará libre de la cavitación:

Ahora verificamos el espesor relativo del aspa.

$$e_o = .04 \geq 0.0005 \sqrt{\frac{p}{\theta}} = .032$$

Con lo cual tendremos la hélice seleccionada para -
10.36 nudos con las características siguientes:

$$\begin{aligned} H/D &= .773 \\ D &= 1.55 \text{ mts.} \\ e_o &= .04 \\ \theta &= .35 \\ \lambda_p &= .49 \\ \eta_p &= .60 \\ z &= 4 \end{aligned}$$

LA HELICE DE PASO CONTROLADO.-

A igual que para la hélice de paso fijo se proceda a determinar los siguientes parámetros de interacción: fracción de estela (w), reducción de empuje (t), relación de avance (λ_p), coeficiente de empuje (K_1), coeficiente de torque (K_2), carga de la hélice (p), razón de area expandida (θ), espesor relativo, etc, que serán iguales con los de la hélice de pa

so fijo, excepto los coeficientes K_1 , K_2 , λ_p y η , ya que ellos provienen de otros diagramas seriales, o corresponden a correcciones realizadas a los diagramas de la hélice de paso fijo, en los cuales se toma en consideración, que la manzana para la hélice de paso controlado será un poco mayor, por que dentro de ella se aloja el servomecanismo que hace girar las aspas; y este aumento de dimensiones de la manzana, nos reduce la eficiencia de la hélice de paso controlado, para el régimen óptimo en 1 - 2% en comparación con la hélice de paso fijo; en tanto que en otros regímenes la diferencia es mayor, pudiendo llegar al 2 - 5%, ya que al cambiar la posición las aspas, se obtendrá un paso diferente y no el óptimo.

En razón al criterio expuesto, se puede obtener (aunque no muy recomendable) la curva de arrastre máximo para la hélice de paso controlado, en función de la curva para la hélice con el paso fijo, debiendo darnos que para bajas velocidades, el arrastre de la hélice de paso controlado, será del 10 al 15% mayor que el arrastre de la hélice de paso fijo; pero en razón de que este procedimiento no es muy seguro, y que tampoco se dispone de los diagramas reales de -

las hélices con el paso controlado (Figura 13), y que este tipo de hélice es muy costoso en su inversión inicial, requiriendo en lo posterior mucho cuidado para su mantenimiento, por ser muy complicado el sistema de la transmisión del movimiento, a tal punto que cuando es abierto cada 5 años - para la inspección que obligan las sociedades clasificadoras, no se garantiza que funcione con la misma eficiencia que antes; nos limitamos a únicamente nombrarla y omitir su presentación.

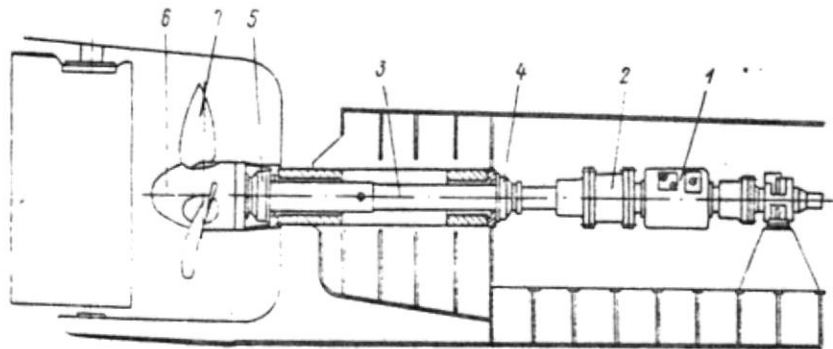


Fig. 13.- Disposición de la hélice de paso controlado en el buque.-

1.- Mecanismo hidráulico para variar el paso. 2.- Cilindro hidráulico. 3.- Eje propulsor. 4.- Prensaestopa proel del túnel. 5.- Prensaestopa popel. 6.- Manzana de la hélice. 7.- Aspa móvil.

LA HELICE EN TOBERA KORT.-

Con la finalidad de aumentar la eficiencia de las hélices, digamos aprovechar mejor la potencia del motor para el arrastre de las hélices, fue instituida la tobera de Kort

la misma que presenta en sí un anillo con el perfil aerodinámico, que va casi junto a la hélice y está en el medio del largo de la tobera. La salida de la tobera tiene una area menor que a su entrada.

Las características geométricas principales de la tobera son:

- α_t - relación entre el área de entrada y la sección mínima;
- β_H - relación entre el área de salida y la sección mínima;
- $\frac{l}{D}$ - relación entre la longitud de la tobera y el diámetro mínimo interior;
- $\frac{a}{D}$ - relación entre el claro (entre la pala y la tobera) y el diámetro mínimo.

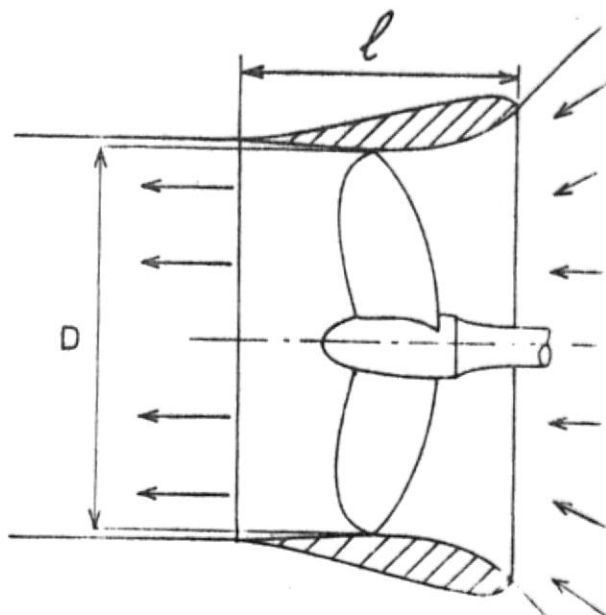


Fig 14

Habitualmente los valores de estos parámetros son:

$$\alpha_t = 1.2 - 1.5$$

$$\beta_H = 1.0 - 1.15$$

$$\frac{l}{D} = 0.55 - 0.70$$

$$\frac{a}{D} = 0.005 - 0.010$$

Las toberas de Kort son muy efectivas para las hélices que trabajan con coeficientes de carga pequeños, condición en la que operan los remolcadores y arrastreros (a cau

sa del gran empuje y velocidad pequeña).

El empuje total T_t del sistema hélice - tobera es la suma de los empujes independientes de la hélice (T) y la tobera (T_H).

$$T_t = T + T_H$$

Igualmente el coeficiente de empuje total es la suma de los coeficientes de empuje de la hélice y de la tobera.

$$K_{1t} = K_1 + K_H$$

Para seleccionar la hélice en tobera Kort,^[3] podemos usar los diagramas especiales de las figuras 15 y 16, en los que se han trazado las curvas de los coeficiente de empuje total, de torque y de eficiencia para varias razones de paso. Para seleccionar las hélices son trazadas también la línea de diámetros óptimos y de revoluciones óptimas, y las curvas de los coeficientes:

$$K'_d = \frac{\lambda_P}{\sqrt{K_1 + K_H}} = V_P \cdot D \sqrt{\frac{\rho}{T + T_H}}$$

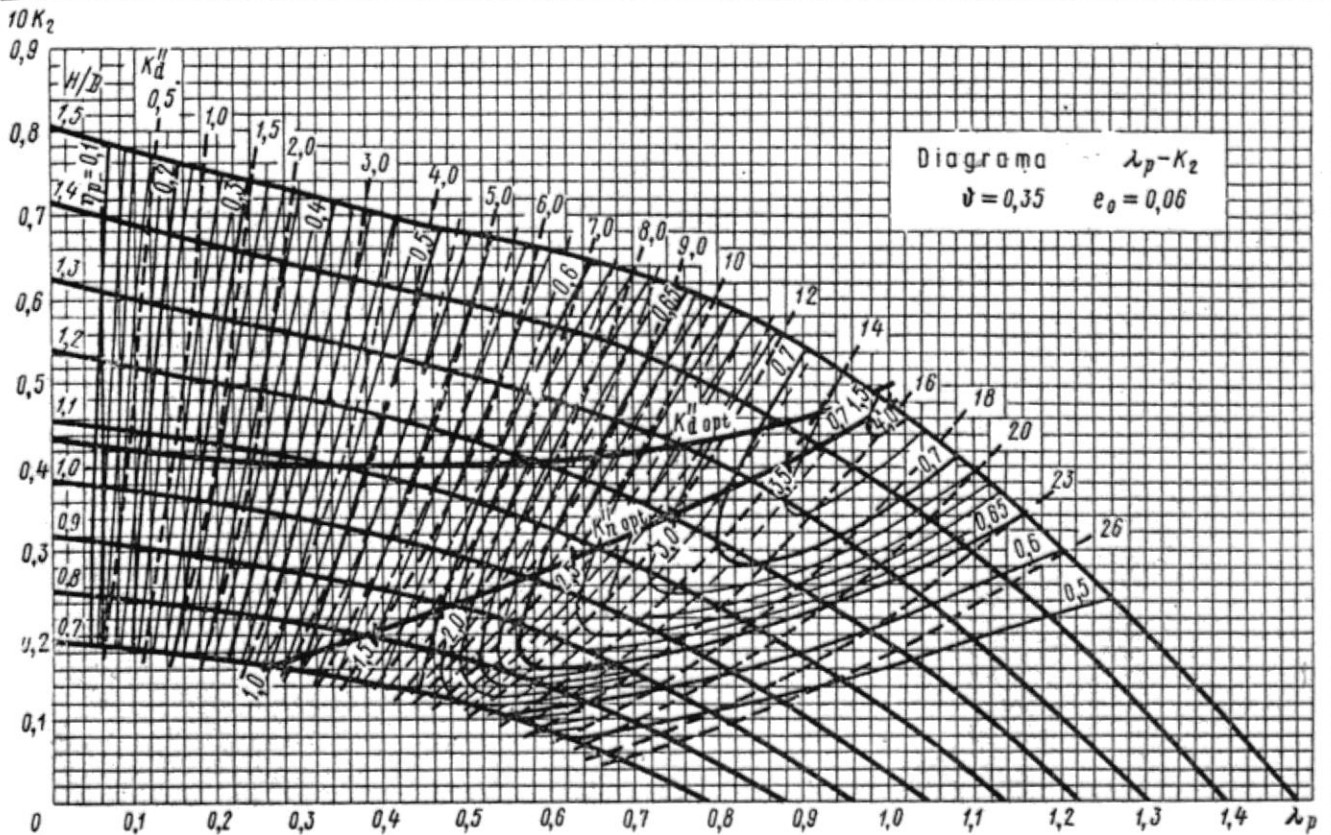
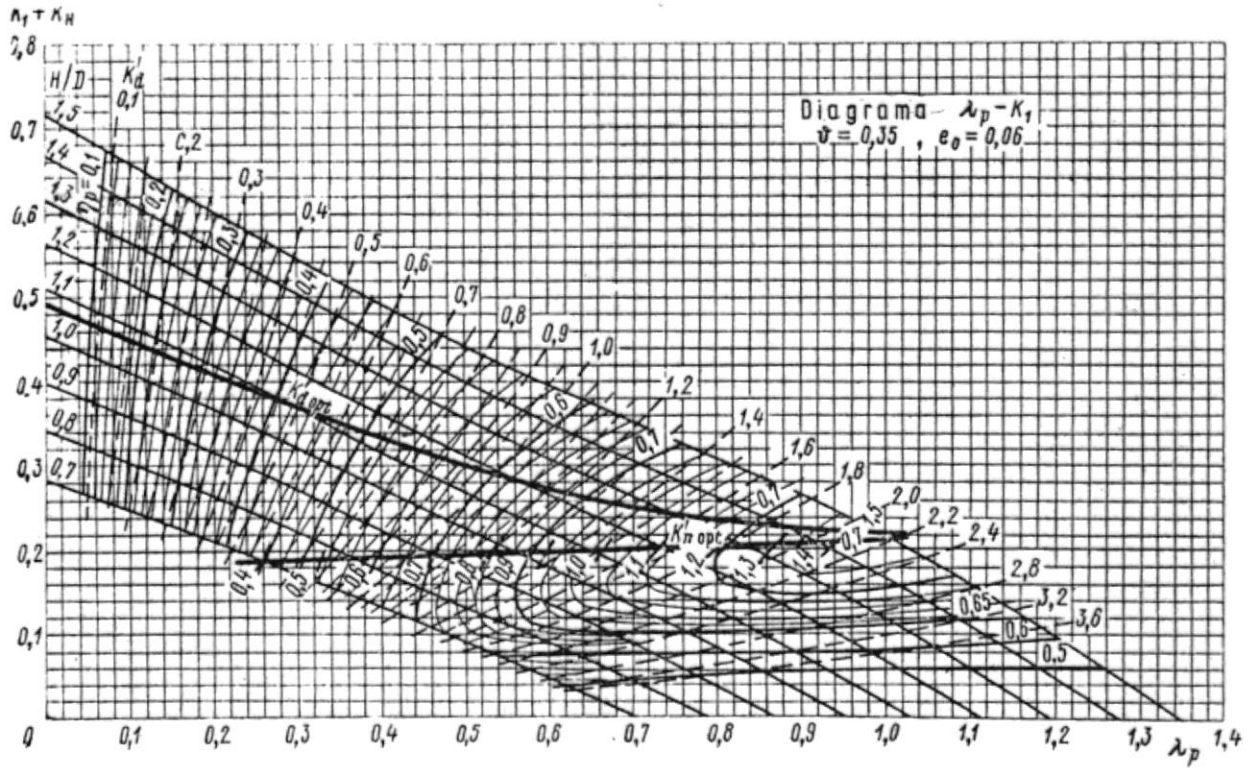


FIG. 15

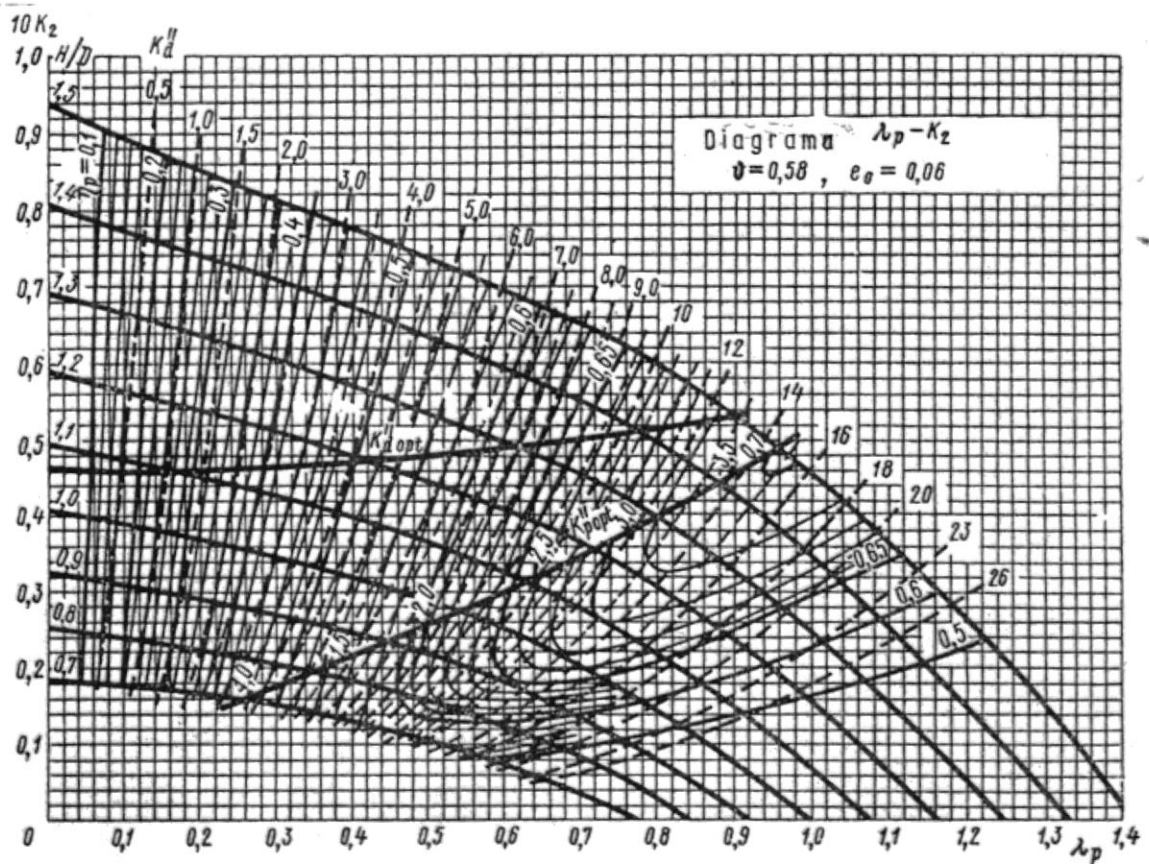
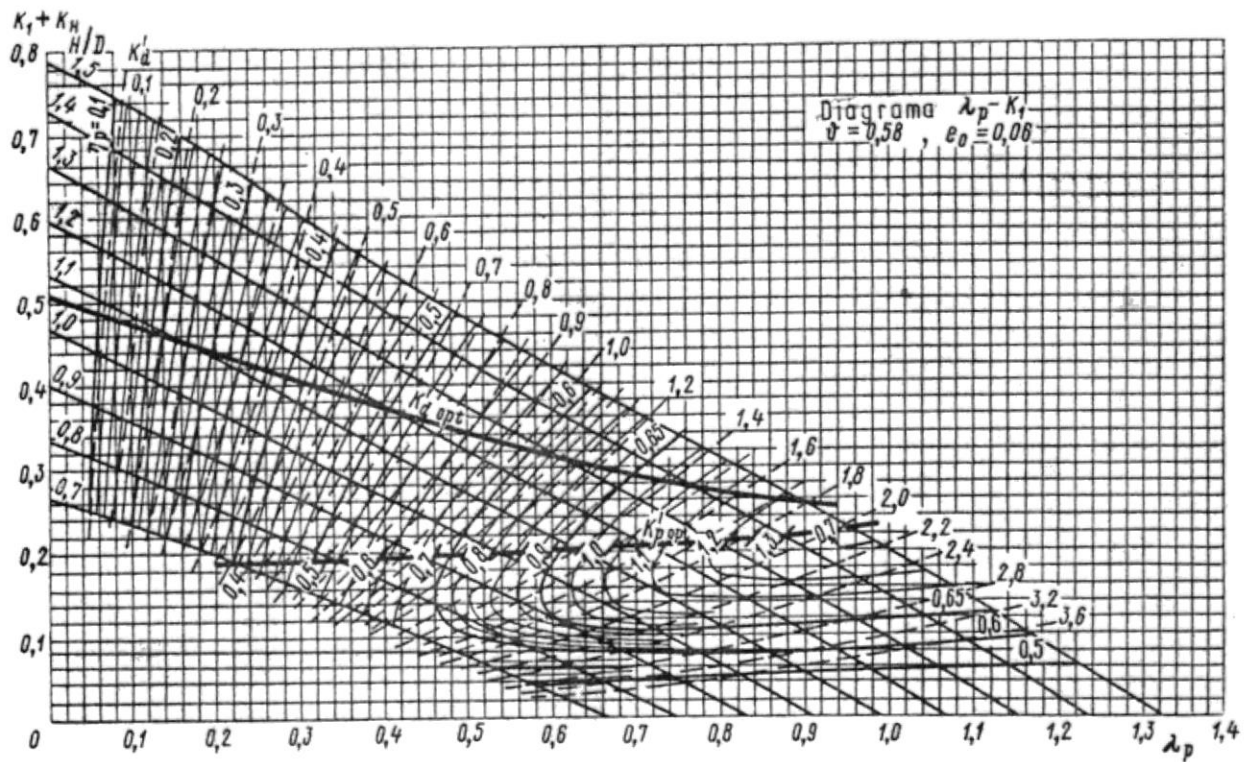


FIG 16

$$K'_n = \frac{\lambda_p}{\sqrt[4]{K_1 + K_H}} = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{T + T_H}}$$

$$K''_d = \sqrt{\frac{75 \lambda_p^3}{2\pi K_2}} = V_p D \sqrt{\frac{\rho V_p}{DHP}}$$

$$K''_n = \sqrt[4]{\frac{75 \lambda_p^5}{2\pi K_2}} = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho V_p}{DHP}}$$

Todos los diagramas mostrados en las figuras 15 y 16, fueron elaborados para las hélices de Troost con 4 aspas y un espesor relativo $e_o = 0.06$. Los dos primeros corresponden a la razón de área expandida $\theta = 0.35$ y los otros dos para $\theta = 0.58$

Las toberas tienen las siguientes características geométricas:

$$\alpha_t = 1.3 \quad \beta_H = 1.12 \quad \frac{h}{D} = 0.60$$

Los datos necesarios para obtener el perfil de la tobera, que tiene la forma y características de la figura 17 ,

son mostrados en la siguiente tabla.

$\bar{X} = \frac{X}{l}$	$\bar{D}_x = \frac{D_x}{D}$	$\bar{e} = \frac{e_x}{D}$	$\bar{X} = \frac{X}{l}$	$\bar{D}_x = \frac{D_x}{D}$	$\bar{e} = \frac{e_x}{D}$
0.025	1.100	0.0567	0.50	1.00	0.1017
0.05	1.08	0.0792	0.60	1.017	0.0820
0.075	1.063	0.0958	0.70	1.028	0.0625
0.10	1.05	0.1055	0.80	1.037	0.0425
0.15	1.03	0.1192	0.90	1.048	0.0225
0.20	1.015	0.1267	0.95	1.054	0.0133
0.30	1.00	0.1259	1.00	1.060	0.0033
0.40	1.00	0.1167	-	-	-

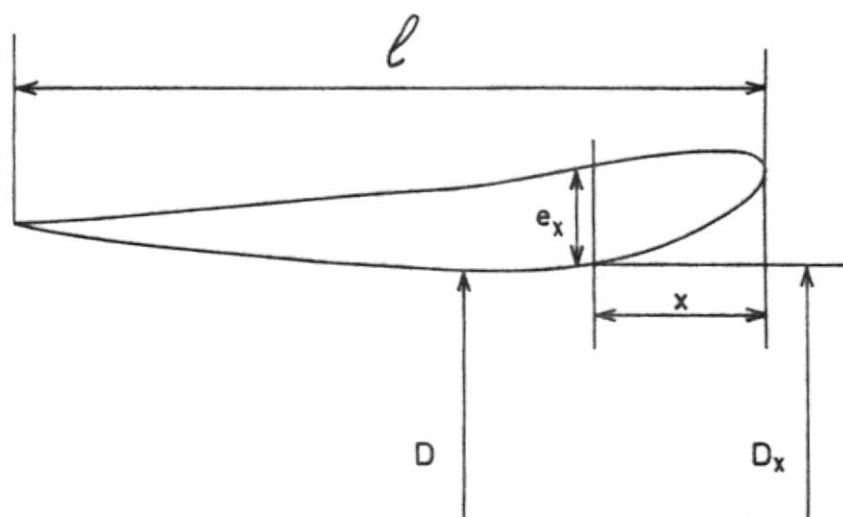


FIG 17

Para seleccionar la hélice en tobera Kort, utilizando los diagramas antes presentados, se procede de acuerdo al mismo método dado para la hélice de paso fijo sin tobera.

Para controlar la cavitación se calcula el empuje de la hélice solamente:

$$T = \frac{R}{z_p (1-t')} (1 - K_H)$$

donde K_H es el coeficiente de empuje de la tobera, y se la obtiene de la figura 18

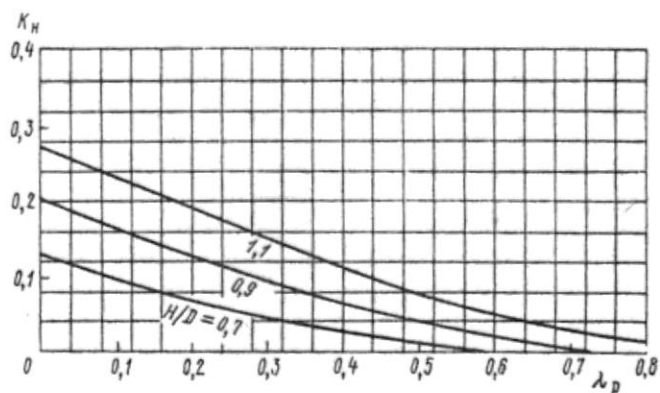


FIG 18

La fracción de estela y la reducción de empuje de la hélice en tobera (w' y t') se calcula utilizando las siguientes fórmulas empíricas:

- para hélices centrales

$$\begin{array}{ll} W' = 0.7 W & \text{si } \delta \leq 30^\circ; \\ t = 0.7 W & \end{array} \quad \begin{array}{ll} W' = 0.8 W & \text{si } \delta \geq 30^\circ \\ t' = t & \end{array}$$

- para hélices laterales

$$\begin{array}{l} W' = (1.1 - 1.2) W \\ t' = (1.0 - 1.1) t \end{array}$$

donde:

W y t Son los coeficientes calculados para la hélice sin tobera.

δ Es el ángulo entre la tangente a la línea de flotación en la popa y el plano diametral del buque.

Adicionalmente podemos decir que la tobera Kort puede usarse para maniobrar el buque, en vez del timón, en este caso tendrá un eje vertical, respecto del cual girará, llamándose tobera - timón.

Luego de estas consideraciones, y teniendo presente que la velocidad esperada es 10.5 nudos, así como también

que $BHP_o = 280 \text{ HP}$ y $R = 2415 \text{ kg f}$, y determinando los coeficientes de interacción:

$$t' = t = .175$$

$$W' = .8W = .175$$

procedemos a seleccionar el diagrama serial para la hélice en tobera en base a los criterios de cavitación, para lo cual de la figura 18:

$$K_H = f(\lambda_p, H/D) = .04$$

$$\text{por lo tanto } K_1 = (K_1 + K_H) - K_H = .18 - .04 = 0.14$$

empuje de la hélice:

$$T = \frac{K_1}{K_1 + K_H} T_t = \frac{K_1}{K_1 + K_H} \rho (K_1 + K_H) n^2 D^4 = 2075$$

la carga de la hélice:

$$\bar{p} = \frac{4 T}{\pi D^2} = \frac{4 \times 2075}{3.14 \times (1.46)^2} = 1240 \text{ kg f}$$

de la figura 12

$$\theta' = f(\bar{p}, h_s) = f(\bar{p} = 1240, h_s = 1.5)$$

$$\theta' = .25$$

que $BHP_o = 280 \text{ HP}$ y $R = 2415 \text{ kg f}$, y determinando los coeficientes de interacción:

$$t' = t = .175$$

$$W' = .8W = .175$$

procedemos a seleccionar el diagrama serial para la hélice en tobera en base a los criterios de cavitación, para lo cual de la figura 18:

$$K_H = f(\lambda_p, H/D) = .04$$

$$\text{por lo tanto } K_1 = (K_1 + K_H) - K_H = .18 - .04 = 0.14$$

empuje de la hélice:

$$T = \frac{K_1}{K_1 + K_H} T_t = \frac{K_1}{K_1 + K_H} \rho (K_1 + K_H) n^2 D^4 = 2075$$

la carga de la hélice:

$$\bar{p} = \frac{4 T}{\pi D^2} = \frac{4 \times 2075}{3.14 \times (1.46)^2} = 1240 \text{ kg f}$$

de la figura 12

$$\theta' = f(\bar{p}, h_s) = f(\bar{p} = 1240, h_s = 1.5)$$

$$\theta' = .25$$

Obteniendo así, que el diagrama serial adecuado es el de la figura 15, con el cual proseguimos:

$$V_p = .515 V_n (1-t') = .515 \times 10.5 \times .825 = 4.46$$

$$k'_n = \frac{V_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{T + T_H}}$$

$$k'_n = \frac{4.46}{2.366} \sqrt[4]{\frac{104}{R}} = \frac{4.46}{2.366} \sqrt[4]{\frac{104}{2927}}$$

$$k'_n = \frac{4.46}{2.366} \times .434 = .818$$

entrando al diagrama:

$$\lambda_p = .545$$

$$H/D = .99$$

$$\eta_p = .666$$

$$D = \frac{V_p}{n\lambda_p} = \frac{4.46}{5.6 \times 0.547} = 1.46 \text{ mts}$$

$$\text{BHP}' = \frac{\text{EHP}}{\eta} = \frac{173}{1 \times .666 \times .97 \times .97} = 277 \sim 280 \text{ HP}$$

ANALISIS DE EFICIENCIA.- Comparación

Bajo este tema, y teniendo presente las características geométricas determinadas previamente para la hélice de paso fijo sin tobera y con élla, se podrá examinar en cual de los 2 casos nos presenta una mayor eficiencia, así como también podremos comparar las ventajas que cada una presentan en el arrastre, para lo cual se deberá calcular y graficar las curvas de arrastre máximo de la hélice en las 2 - condiciones antes mencionadas.

Ahora damos las características de la hélice con y - sin tobera.

HELICE	FPP	HELICE EN TOBERA
D	1.55 mts	1.46 mts
H/D	0.773	0.99
θ	0.35	0.35
e_o	0.04	0.04
Z	4	4
V_n	10.36 nudos	10.5 nudos
BHP _o	280 HP	280 HP
η_p	0.585	0.666

De la presentación anterior, se deduce que mayores ventajas posee la hélice en tobera, con respecto a la hélice de paso fijo sin tobera, hecho que se ratifica al observar la figura 7, en la cual se trazaron las curvas de arrastre máximo, para las 2 condiciones pre-citadas, y que han sido calculadas tal como se indica a continuación:

Usando al primer diagrama serial para la hélice sin tobera, determinamos la velocidad y arrastre máximo para diferentes combinaciones entre potencia y RPM.

n_m	rev/min	336	302.4	336
n	rev/seg	5.6	5.04	5.6
BHP _o	HP	280	252	252
$K_2 = \frac{75\eta_e \cdot \eta_{red} \cdot BHP}{2\pi\rho \cdot n^3 \cdot D^5}$.0192	.0238	.0173
$\lambda_p = f(K, H/D)$.50	.36	.56
$K_1 = f(\lambda_p, H/D)$.1433	.1933	.1213
$V_n = \frac{n \cdot D \cdot \lambda_p}{0.515 (1-W)}$	nud.	10.79	6.99	12.09
$A_M = K_1 \cdot (1-t) \rho \cdot n^2 \cdot D^4$	kg f	2225.5	2431.6	1883.8

Calculamos ahora las revoluciones y el arrastre para

el régimen de amarre, sacando los coeficientes de torque y empuje para $\lambda_p = 0$ del diagrama serial correspondiente.

$$n = \sqrt{\frac{75 \text{ BHP} \cdot \eta_e \cdot \eta_{red}}{2\pi \cdot \rho \cdot K_2 \cdot n_o \cdot D^5}} = \sqrt{\frac{75 \times 280 \times .97 \times .97}{2 \pi \times 104 \times .033 \times 5.6(1.55)^2}}$$

$$n = 4.226 \text{ rev/sg}$$

$$A_M = k_1 (1-t) \rho \cdot n^2 \cdot D^4 = .291 \times (.825) \times 104 \times (4.226)^2 \times (1.55)^4$$

$$A_M = 2546 \text{ kg f.}$$

Utilizando el diagrama serial correspondiente para la hélice en tobera Kort, determinamos la velocidad y el arrastre máximo para diferentes combinaciones entre potencia y R P M.

n_m	rev/min	336	302.4	336	285.6
n	rev/sg	5.6	5.04	5.6	4.76
BHP _o	HP	280	252	252	238
$K_2 = \frac{75 \eta_e \eta_{red} \text{BHP}}{2 \pi \rho n^3 D^5}$	-	.0259	.032	.0234	.036
$\lambda_p = f(K_2, H/D)$.57	.355	.645	.14
$(K_1 + K_H) = f(\lambda_p, H/D)$.19	.288	.154	.386
$V_n = \frac{n \lambda_p D}{.515(1-W')}$	nud	10.96	6.15	12.41	2.29
$A_{Mt.} = (K_1 + K_H) (1-t') \rho \cdot n^2 D^4$	kg f	2322	2852	1883	3410

Calculamos ahora las revoluciones y el arrastre para el régimen de amarre, sacando los coeficientes de torque y empuje para $\lambda_p = 0$, del mismo diagrama serial correspondiente:

$$K_2 = .038 \qquad (K_1 + K_H) = .45$$

$$n = \sqrt{\frac{75 \text{ BHP } \eta_e \eta_{red}}{2 \pi \rho K_1 \eta_o D^5}} = \sqrt{\frac{75 \times 280 \times .97 \times .97}{2 \pi \times 104 \times .038 \times 5.6 \times (1.46)^5}}$$

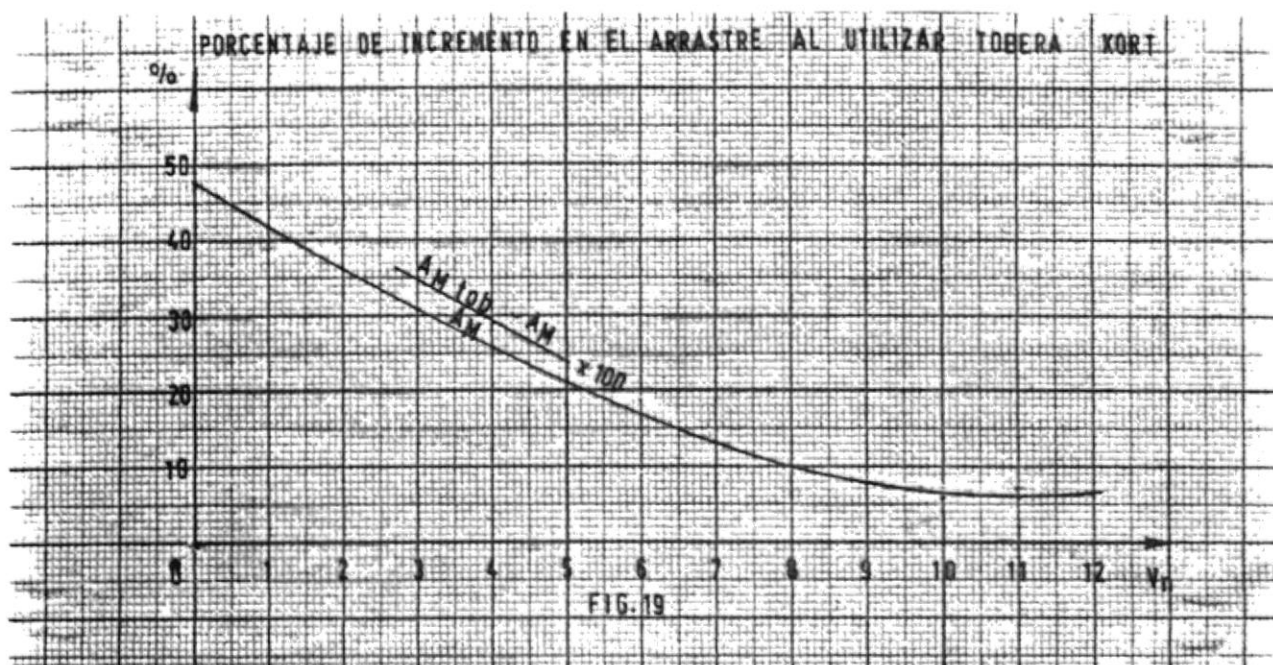
$$n = 4.63$$

$$A_{M_t} = (K_1 + K_H) (1-t') \rho n^2 D^4 = .45 \times .825 \times 104 \times (4.63)^2 (1.46)^4$$

$$A_{M_t} = 3761 \text{ kg f}$$

Con estos cálculos y luego de trazadas las curvas correspondientes en la figura 7, podemos notar que en las bajas velocidades, entre ellas la velocidad de pesca, la hélice en tobera, nos dá un mayor arrastre máximo, que comparado, este incremento con respecto al arrastre máximo de la hélice de paso fijo, tendremos el siguiente cuadro y gráfico correspondiente, figura 19.

V_n	A_{Mtob}	A_M	$A_{Mtob} - A_M$	%
0	3760	2546	1214	47.7
1	3603	2540	1063	41.9
2	3455	2532	923	36.5
3	3305	2523	782	31.0
4	3153	2508	645	25.7
5	3012	2486	526	21.2
6	2875	2462	413	16.8
7	2750	2431	319	13.1
8	2632	2391	241	10.1
9	2521	2340	181	7.7
10	2418	2280	138	6.1
11	2320	2162	158	7.3
12	2012	1888	124	6.6



M O T O R P R I N C I P A L

SELECCION DEL MOTOR.-

Para los buques pesqueros de mediano y pequeño porte sabemos por la experiencia que la basta mayoría son equipados con motores a diesel y en algunos casos con motores a gasolina, todo esto en atención al pequeño espacio existente para el motor propulsor, pues otros sistemas a más de caros son muy pesados y requieren de un espacio grande. Se indica que la gran mayoría de los buques pesqueros están equipados con motores a diesel, por ser este, un tipo de maquinaria de fácil operación y mantenimiento, y dá más potencia útil que los motores a gasolina. También se pensó en instalar en los pesqueros, la turbina a gas, pero su alto costo, difícil mantenimiento, etc. determinó a que esta máquina no tenga aceptación para buques pesqueros.

Por lo aseverado arriba, en el presente estudio trataremos únicamente la metodología para seleccionar un motor a diesel y para lo cual se tendrá presente entre otros los siguientes parámetros:

a.- Caballaje necesario al freno

- b.- R.P.M. del cigueñal
- c.- Espacio disponible
- d.- Peso del motor
- e.- Fundaciones
- f.- Costo y servicio

Teniendo en cuenta estas variables, según las cuales un motor puede presentar indistintamente mayores ventajas en una variable que en otra, se tendrá que analizar detenidamente y si es necesario proceder de acuerdo con el método de eliminación, pudiendo iterarse de la siguiente manera:

- a.- Para el caballaje al freno, se tomará de la curva del caballaje efectivo, la lectura correspondiente para la velocidad deseada y lo dividiremos para 0.5 que aproximadamente es el valor del coeficiente propulsivo obteniendo así el BHP.
- b.- Para determinar que motor nos dá las revoluciones requeridas sin tener que acudir a reducciones muy elevadas, en las que se pierde la eficiencia, previamente

determinamos el rango de RPM de la hélice, que para embarcaciones pequeñas, deberá tener entre 200 - 450 RPM pues dentro de este rango se ha encontrado que las hélices son más eficientes. Se determinará particularmente el RPM requerido por la hélice.

- c.- El espacio disponible, es un parámetro que entra en consideración en correspondencia con el anterior, resulta que si el espacio disponible es demasiado pequeño, a tal punto de que se convierte en crítico, nos quedará - la única alternativa de selección, la de un motor de alta revolución, que acarrearía consigo lo que se mencionó en el item anterior, porque posiblemente llegaría a tener más de un grado de reducción. Para el caso contrario en que el espacio no sea crítico, estaremos en libertad de seleccionar el RPM, sabiendo de antemano que a menor revolución el tamaño del motor crece para un BHP constante.

- d.- El peso del motor es una variable que va en dependencia de la anterior; si tenemos libertad de selección en lo que respecta al espacio, igualmente lo tendremos en lo

que respecta al peso, porque motores de menor revolución (mayor espacio), tienen mayor peso, esto entrará en juego, cuando al tener poco espacio, se debe limitar también el peso, que estaría restando capacidad útil de carga.

- e.- Las fundaciones de la máquina entran en consideración para la selección del motor, ya que a mayor revolución aumentan las vibraciones, hecho que lleva a crecer las dimensiones de los escantillones, obligando así a que su estructura sea más pesada hasta cierto límite en - que podría resultar de mayor dimensión que para un motor más pesado.
- f.- Luego de determinar por las variables anteriores el - BHP del motor y sus RPM, nos detenemos para analizar - el precio del motor, clase de servicios que proporciona la casa fabricante del motor o su distribuidor. Al mismo tiempo tendremos presente que motores de baja revolución cuestan más que los de alta, y si el RPM ya - fue determinado, en este momento se podría inclusive - variar la selección, ya que tanto el costo inicial co-

mo el de su mantenimiento y facilidad de obtención de repuestos podrían determinar que se tenga que seleccionar otro motor, circunstancia que influye muchas veces para determinar que marea de motor debemos instalar en el buque.

En atención a todos los requerimientos anteriores y teniendo que $EHP = 144$ HP para 10.5 nudos esperados en navegación libre, y sin menoscabar las garantías y facilidades - que presentan otras marcas, se seleccionó para el buque aquí propuesto, un motor caterpillar de 280 HP al freno en marcha continua a 2000 RPM.

SELECCION DEL REDUCTOR.-

Una vez que ha sido seleccionado el motor con su respectivo RPM, se debe determinar el reductor que se va a emplear, en tal forma de poder llegar a la hélice con las revoluciones dentro del rango para el cual pueda entregarnos la mayor eficiencia posible, pero simultáneamente se pensará que cuando la reducción es muy grande, se podría perder mucha potencia en la reducción, además del correspondiente torque que será reducido.

En el caso de motores de bajo caballaje se nos abrevia mucho el cálculo, porque generalmente los motores, traen incluidos el reductor y ofrecen una o más alternativas de reducción, que en este caso, nos queda únicamente verificar - en cual reducción la hélice será más eficiente, con lo que quedaría determinado el reductor que vamos a emplear. Para nuestro caso el motor seleccionado, ofrecía la reducción de 4,44 : 1 y 5,95 : 1 , para 280 BHP continuos a 2000 RPM contínuo, que luego de ensayar las 2 reducciones posibles, nos vimos en la circunstancia de seleccionar la de 5,95 : 1, en la cual da mayor eficiencia a la hélice.

CIRCUITOS DE COMBUSTIBLE.-

Las redes y conecciones para combustibles deben ser - siempre de hierro negro; el acero laminado de bajo carbono es el mejor material para hacer los tanques de combustible; y las válvulas deberán ser de acero vaciado o bronce, pudiendo usarse también válvulas de hierro fundido.

Ninguna válvula, cañería o accesorio podrá ser galvanizado en un circuito para diesel, pues el cinc es inestable

y reacciona en presencia del azufre, y en particular si el combustible está húmedo, formando sulfato blanco de cinc - que puede depositarse en los filtros, válvulas, pistones , etc. El cinc debe evitarse completamente donde haya contacto continuo con combustible diesel.

Todas las válvulas, líneas de conexión y tanques deben ser limpiados íntegramente antes de la instalación final de motor a fin de eliminar el polvo, óxido y humedad . Finalmente antes de la prueba de mar se tendrá que limpiar todo el sistema de suministro de combustible. Las válvulas serán siempre del tipo de compuerta.

Como regla general las redes deben pasar lo más directamente posible con el menor número de conexiones, debiendo tener abrazaderas a intervalos regulares con conexiones flexibles adecuadas.

Es importante disponer de combustible limpio para los componentes del sistema de inyección, lo que redundará en la performance del motor, lo que indica que cuando hay disponibilidad en la embarcación, se debe instalar un centrifuga-

dor para separar las impurezas del combustible.

De cualquier forma, en la red de combustible se tendrá un purgador o separador de agua y sedimentos cuya dimensionamiento y disposición puede ser similar al de la figura 20 Independientemente se debe instalar en el circuito los filtros primarios del tipo duplex en tal forma que puedan ser limpiados sin tener que parar la maquinaria; pues cabe recordar que los micro filtros que vienen en el motor no tienen por función reterner las partículas grandes de agua que se encuentran en el combustible, estas deben ser separadas en el filtro primario, el mismo que deberá limpiarse a intervalos regulares.

El separador debe ser el elemento más bajo en una red de combustible. La resistencia total de la red o pérdida de carga debe ser superior a los 30 cms. de mercurio en la succión de la bomba de combustible. Los filtros tienen como característica la caída de presión que cuando están limpios es del orden de los 10 cms. de mercurio. La localización del separador debe ser plenamente accesible para

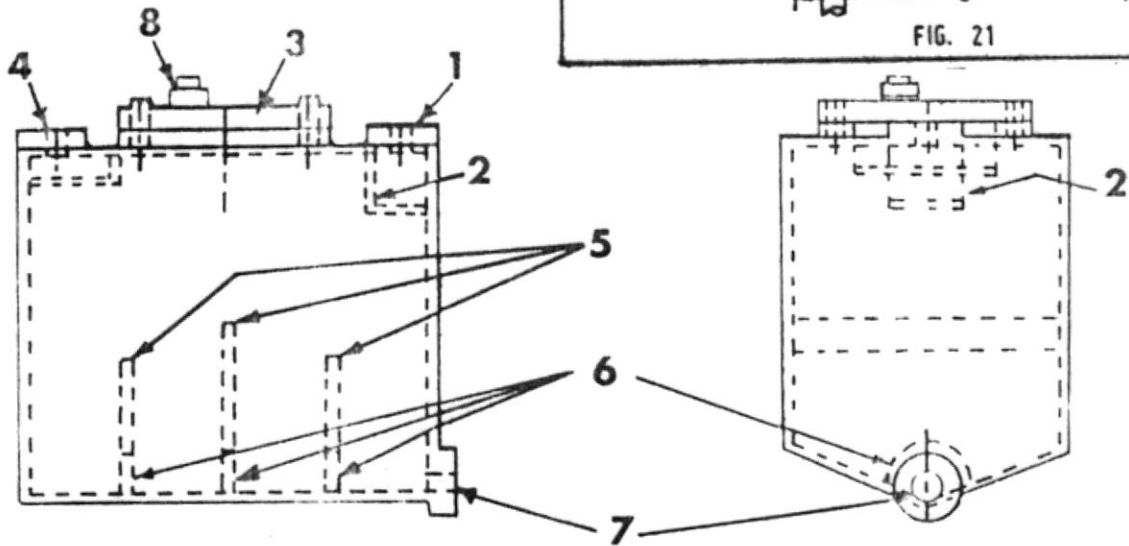
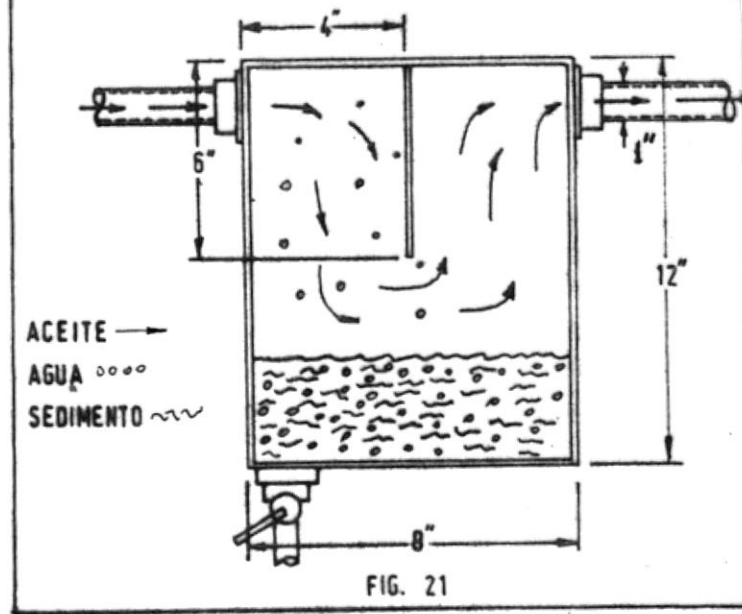
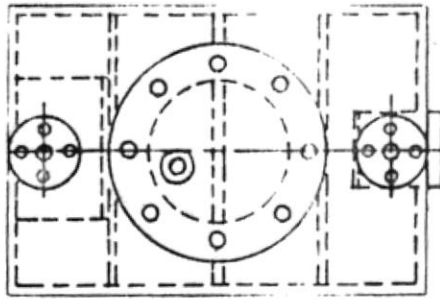


FIGURA 20

SUGESTION PARA ACOMODAR LA TRAMPA DE AGUA Y SEDIMENTO [6]

- | | |
|---------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| 1. Entrada de combustible. | 5. Deflectores. |
| 2. Deflector de entrada. | 6. Aberturas en la parte inferior de los deflectores para permitir el vaciado. |
| 3. Agujero para la mano y tapa. | 7. Abertura de vaciado. |
| 4. Salida del combustible. | 8. Tapón de sangrado del aire. |

NOTA: Todas las conexiones deben taladrarse y roscarse o adaptarse a una brida según sea necesario.

Tamaño mínimo sugerido del tanque:

CAPACIDAD EN GALONES =

$$\frac{\text{Consumo de combustible (GPH)}}{25} + \frac{\text{Capacidad del tanque (gal)}}{5000}$$

CAPACIDAD EN LITROS =

$$\frac{\text{Consumo de combustible (l/h)}}{25} + \frac{\text{Capacidad del tanque (l)}}{5000}$$

[6] Motores marinos caterpillar

la limpieza. La figura 21 muestra un mecanismo de separación de agua y sedimentos.

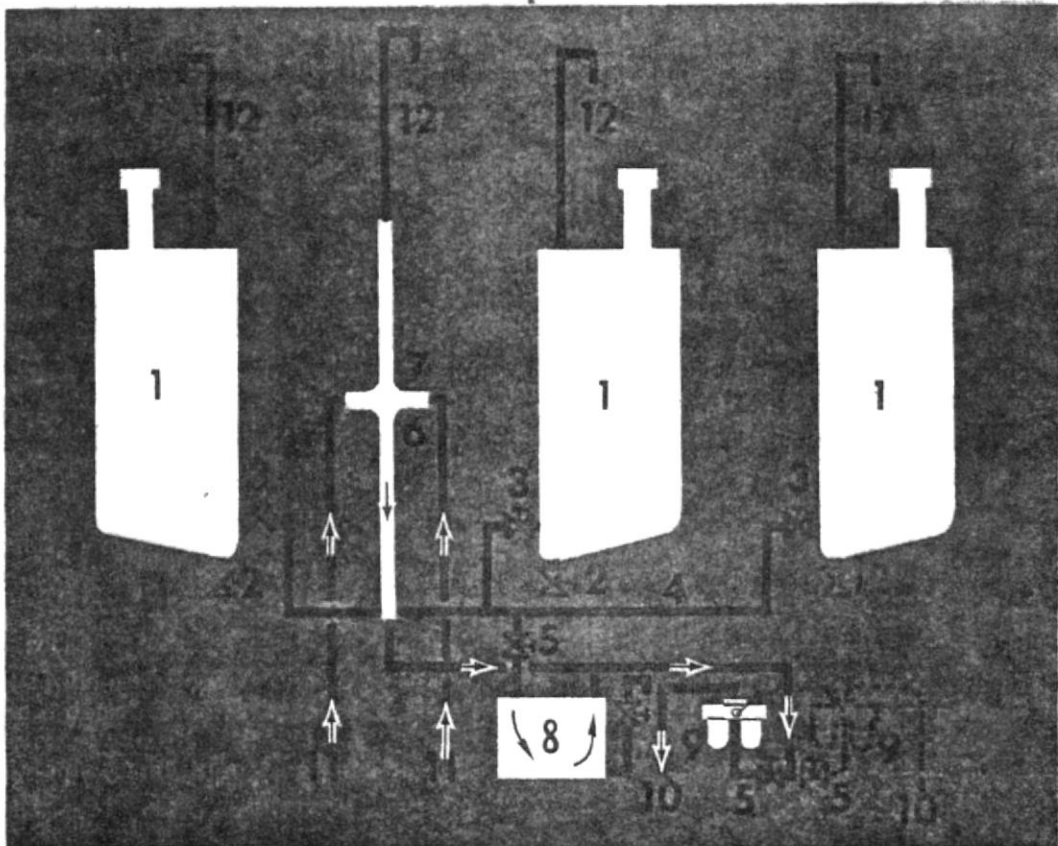
El sistema de alimentación de combustible para los motores diesel está diseñado para proporcionar más combustible que el necesario, y como tal el exceso es devuelto por medio del sistema de retorno al tanque de suministro. Si la instalación usa un solo tanque de suministro, el remanente será devuelto a este tanque, lo que no es muy aconsejable ya que el combustible a su regreso recibe calor del motor y la mezcla con el combustible de origen se calentará, por esto se recomienda que si la temperatura de estabilización -dek combustible es bajo, se debe refrigerar el retorno del excedente de combustible.

Un método simple para eliminar el calor y el aire que puede mezclarse en el retorno del combustible, es la instalación de un tubo de espera entre el tanque de suministro y el motor. Permita que el combustible pase a la parte inferior del tubo de espera por gravedad, éste será también el punto de suministro de combustible para el motor. La línea

de combustible de retorno debe entrar al tubo de espera por más arriba que el punto de suministro al motor. La parte superior del tubo de espera podrá ser conectada como suspiro de desaireación a la parte superior del tanque o a la atmósfera. Este sistema trabaja por igual con uno o varios tanques. Se tendrá cuidado de que no existan vueltas ascendentes y descendentes de la tubería entre el tanque de combustible y el tubo de espera de tal manera que pueda formarse un colchón de aire y se interrumpa el flujo del combustible, la figura 22 nos muestra un esquema de una instalación típica con tubo de espera o de retorno.

En buques un poco mayores se acostumbra instalar un tanque diario (figura 23), el mismo que es dimensionado en función del combustible que será consumido durante el día.

En toda instalación que posee bomba de transferencia de combustible, por cuestión de seguridad, principalmente debido a cualquier maniobra errada en una válvula, se debe tener una conexión de "by pass" conectando la descarga con la aspiración, y ambas válvulas estarán reguladas para abrirse entre 40 y 50 PSI.



**SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE—
TANQUES MÚLTIPLES—UNO O MÁS MOTORES**

1. Tanque de combustible.
2. Válvula de vaciado del tanque de combustible. Debe estar tapada cuando no se use.
3. Válvulas de salida de los tanques de combustible.
4. Múltiple de suministro del combustible, el cual debe estar a un nivel inferior que la salida de los tanques.
5. Válvula de cierre.
6. Tubo vertical.
7. Múltiple de retorno del combustible. Debe tener el mismo diámetro que el tubo vertical.
8. Trampa de agua y sedimento.
9. Filtro primario de combustible, tipo doble.
10. Líneas de suministro de combustible a los motores.
11. Líneas de retorno de combustible de los motores.
12. Ventilación a la atmósfera. Asegúrese que la parte superior de las ventilaciones está más alta que los tanques en su ángulo máximo de inclinación y tienen una forma y colocación tal que la salpicadura de agua de mar, la lluvia o el rocío no entrarán al sistema de combustible por ellas.

Figura 22

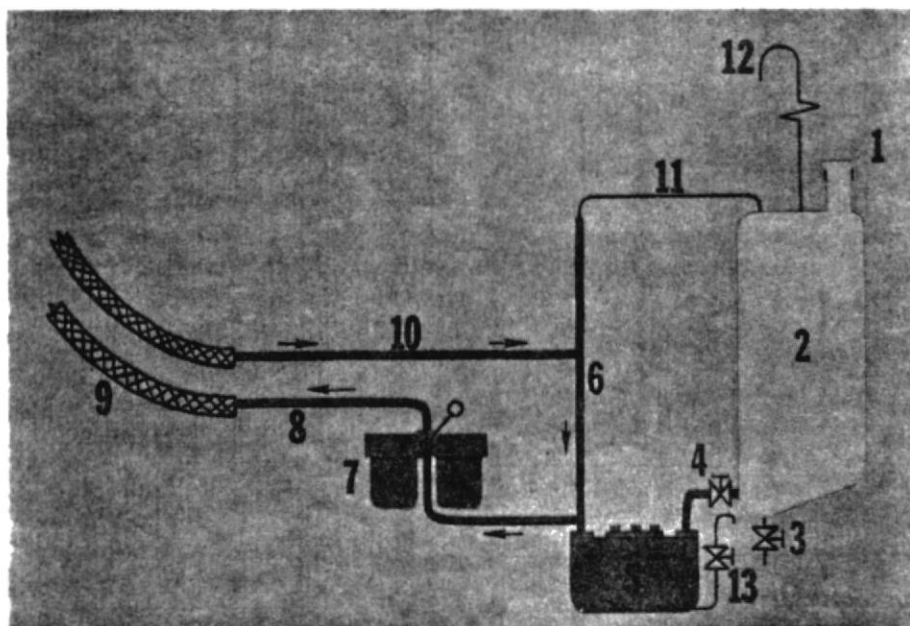


Figura 7.2

SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE—TANQUE UNICO O TANQUE AUXILIAR DE COMBUSTIBLE

1. Tubo de llenado del tanque.
2. Tanque de combustible o tanque auxiliar.
3. Válvula de vaciado. Instale esta válvula en el parte inferior del tanque para facilitar el vaciado del agua y del sedimento. La salida de la válvula debe taparse cuando no se usa para evitar que el combustible gotee.
4. Válvula de descarga del combustible.
5. Trampa para agua y sedimento. Debe ser el punto más bajo del sistema.
6. Tubo de retorno del combustible.
7. Filtro primario del combustible. Debe poderse limpiar sin parar el motor.
8. Línea de suministro de combustible al motor.
9. Líneas flexibles de combustible que conectan al sistema básico de suministro de combustible.
10. Retorno del motor al tubo vertical.
11. Ventilación de la parte superior del tubo vertical a la parte superior del tanque de combustible.
12. Ventilación de la parte superior del tanque de combustible a la atmósfera. Debe estar bastante más alto que la cubierta para evitar que el agua en la cubierta éntre al tubo.
13. Válvula de vaciado del agua y del sedimento. Debe mantenerse debajo de la descarga de combustible del tanque para permitir el vaciado del agua y del sedimento del tanque por gravedad.

Figura 23

Como consideración final se puede sugerir que no se proyecte para que una bomba de combustible venza una carga de aspiración superior a 30 cmts. de mercurio a la rotación continua del motor.

Los extremos de las redes de aspiración y retorno deben estar al mismo nivel y bien distantes una de otra. Con esto se tiene la misma carga en ambos extremos y se evita la succión de combustible caliente y con aire.

El nivel de estas redes debe estar a una distancia del fondo que permita almacenar una cantidad de combustible del 5 al 7% del volumen del tanque, y como tal, permita una sedimentación; una excelente ubicación si el centro de los tanques está al nivel de los inyectores y el extremo del tanque al mismo nivel o un poco más arriba del que la bomba de combustible. Por ningún motivo la instalación de la red de aspiración deberá estar más bajo que 120 cmts., del nivel de la bomba de combustible.

De acuerdo a lo indicado y en consideración a que el buque necesita de 1/2 día en navegación libre para llegar al

sitio de pesca del camarón, partiendo desde Guayaquil, 15 días para la faena y una reserva de 1 día por las eventualidades, se toma como autonomía de nuestro buque el tiempo de 16 días, tiempo para el cual es computado la capacidad necesaria de combustible que el buque debe llevar en sus tanques, la misma que es igual a = 4900 galones = 18.5mts³ de capacidad, esto de acuerdo con el gráfico de consumo de combustible de motor, vea figura 24.*

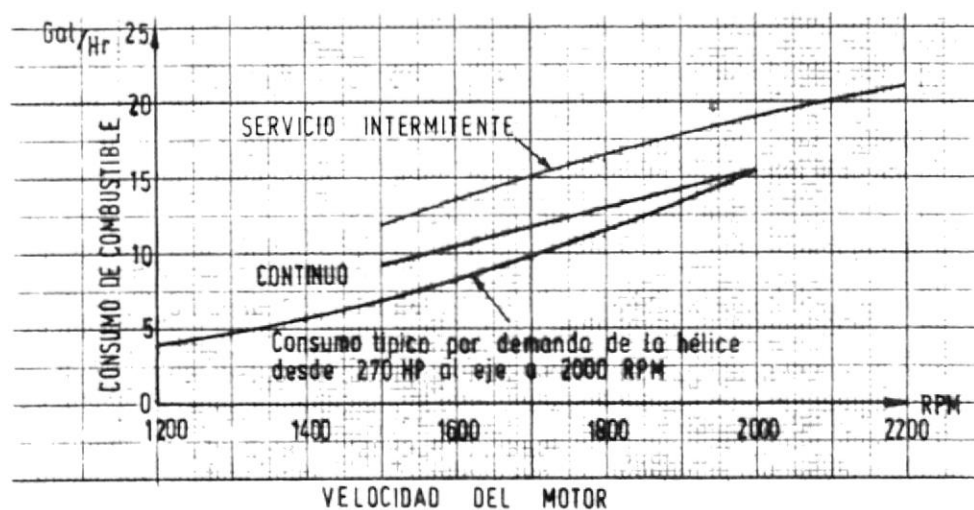


FIG 24

Para determinar la capacidad del tanque diario, consideramos como tiempo de abastecimiento 6 horas con un consumo de 15 galones por hora, lo que da un total de 90 galones = .35 mt³

* Obtenido del manual del motor

El material de los tanques y redes será de acero de ba
jo carbono.

Los tanques tendrán el sistema múltiple, tal como se
indica en la figura 22, con sistema de filtros primarios do
bles.

LUBRICACION.-

La lubricación del motor diesel, generalmente se la ha
ce para reducir las pérdidas por fricción, enfriar las pie-
zas internas del motor que no pueden enfriarse directamente
y limpiar el motor quitándole las partículas desgastadas.
Debemos tener presente que una lubricación correcta, única-
mente se la hace con aceite limpio, exento de particular a
brasivas o compuestos corrosivos. Se requiere también una
película suficientemente resistente para soportar las presion
es de los cojinetes y que tenga una baja viscosidad para -
que pueda fluir correctamente cuando se enfría, y bastante
alto para conservar la resistencia de la película cuando se
somete a temperaturas elevadas en las paredes de los cilin-
dros y los pistones.

Las partículas sólidas son extraídas del aceite por medio de filtración mecánica, y el tamaño de la malla será determinado por la dimensión de la partícula que puede circular sin ocasionar daños abrasivos. Se debe proporcionar - filtros de protección para el motor, para lo cual se usaron los recomendados por la casa fabricante del motor.

Los motores generalmente vienen equipados con un sistema automático de prelubricación, el mismo que utiliza una - pequeña bomba que llena de aceite todos los pasajes, tomando del sumidero del motor hasta que se sienta la presencia del aceite en la parte superior del sistema de lubricación; los motores de arranque energizan automáticamente solo después de que el motor ha recibido una prelubricación adecuada. Además del sistema automático, también poseen un sistema manual el que usa una bomba de acción manual que permite que el operador llene todos los pasajes de aceite del motor después de cada cambio de aceite, cambio de filtrado, cada período en que el motor haya estado parado, y antes de accionar los motores de arranque.

Estos dos sistemas de prelubricación permiten reducir

al mínimo el daño severo causado al motor cuando se lo hace arrancar después de que ha permanecido grandes períodos sin funcionar.

En los circuitos de lubricación, la mayoría de las so ci ed ades de clasificación de motores marinos, exigen que po se an el sistema de filtros dobles, los mismos que permitan realizar la limpieza con el motor funcionando a su vez también exigen que a más del sistema standar de filtros deba poseer un sistema auxiliar con las cañerías y válvulas correspondientes, así como también exigen la capacidad de co ne ct ar una bomba de lubricación de emergencia al sistema de lubricación del motor; el propósito de este sistema es garan tizar una presión y circulación suficiente del aceite si falla la bomba de lubricación del motor, esta conexión se puede apreciar en la figura 25. Se tendrá presente los si gui en tes puntos para el diseño del sistema de la bomba de e mer gencia.

- a.- Manténgase al mínimo las caídas de presión
- b.- Use conductos similares al de conexión al motor
- c.- Instale un filtro antes de la bomba de aceite de e mer gencia.

- d.- Instale una válvula de retención entre la bomba y el motor
- e.- Use en el sistema de emergencia una válvula limitadora de presión a 8,8 kgs/cm².

Para la lubricación normal de la línea de eje (transmisión marina) se utiliza el sistema de gravedad en los casos que los lugares de lubricación sean pocos y pequeños, en tanto que si el sistema de la transmisión es grande, se deberá instalar acoplado al motor, un sistema de lubricación continua para los cojinetes, el mismo que se encargará de mantener el aceite a una presión adecuada, que permita un rodamiento perfecto al disminuir al máximo la fricción.

Algunas sociedades clasificadoras exigen que para la navegación, las transmisiones marinas sean provistas de bombas de lubricación de emergencia, este grupo vendrá acompañado de una válvula de control que permita el cambio del sistema normal al de emergencia. Este sistema protege a la transmisión marina cuando ésta trabaja al vacío. La figura 26 muestra un esquema de como instalar este sistema.

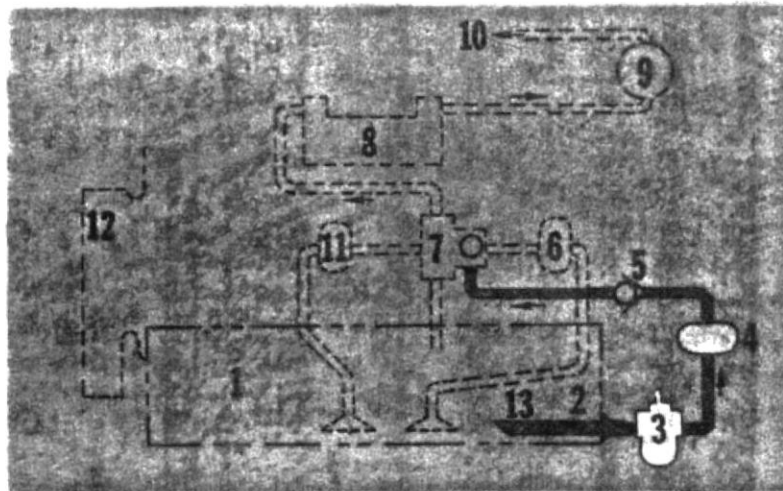


Figura 25

DIAGRAMA DE CONEXIONES DE LOS SISTEMAS DE LUBRICACION DE EMERGENCIA DE LOS D379, D398 Y D399

1. Base del cárter.
2. Colocación en el cárter de la toma de aceite para el sistema de emergencia--hilo de tubo de 2" - 11 1/2
3. Colador del aceite--de rejilla metálica, capaz de detener partículas de 0,0514" (1,34 mm).
4. Bomba de lubricación de emergencia.
Capacidad -- D379 - 50 GPM a 75 lbs por pulg cuad (189 l/min a 5 kg/cm²)
D398 - 70 GPM a 75 lbs por pulg cuad (265 l/min a 5 kg/cm²)
D399 - 90 GPM a 75 lbs por pulg cuad (341 l/min a 5 kg/cm²)

5. Válvula de retención.
6. Bomba de lubricación del motor.
7. Punto de conexión de la descarga de la bomba de emergencia con el sistema de lubricación del motor--con hilo de tubo de 2" - 11 1/2
8. Enfriador del aceite del motor.
9. Filtro del aceite del motor.
10. Al múltiple del aceite para su distribución por todo el motor.
11. Bomba de prelubricación, si se usa.
12. Caja del volante.
13. Tubo de succión para evitar falta de aceite en aplicaciones con mucha inclinación.

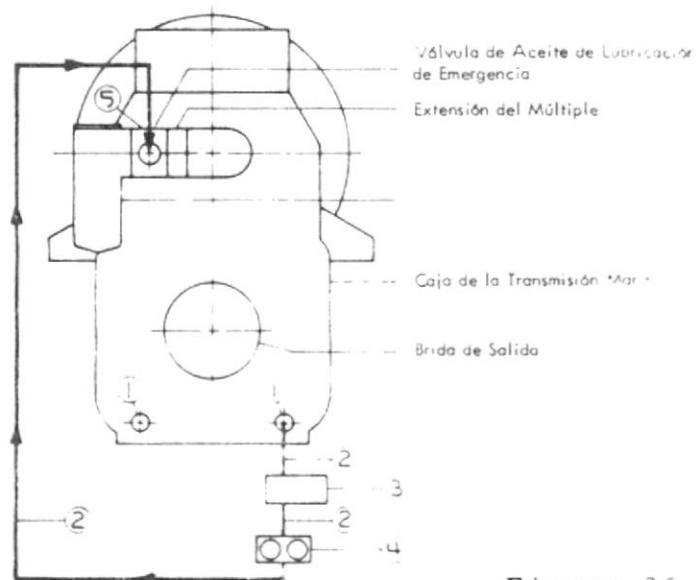


Figura 26

DIAGRAMA DE CONEXIONES DEL SISTEMA DEL ACEITE LUBRICANTE DE EMERGENCIA DE LAS TRANSMISIONES MARINAS SERIE 7200

1. Agujeros con hilo de tubo de 1", para el vaciado en la caja de la transmisión marina.
2. Conductos del lubricante.
3. Colador.
4. Bomba de aceite del sistema de lubricación de emergencia.
5. Válvula de lubricación de emergencia (con hilo de tubo de 1 1/2").

Cuando se usa el sistema de lubricación de emergencia, en el caso de falla de la bomba de transmisión marina, la válvula de control deberá cambiarse a la posición de emergencia antes de conectar la bomba.

FUNDACIONESDESCRIPCION.-

La fundación del motor es la parte de la estructura del barco que soporta el motor y le mantiene en posición adecuada respecto de los componentes del eje de transmisión; la fundación se compone básicamente de dos elementos principales, la bancada del motor y las vagras, estas últimas, que son miembros longitudinales del buque que controlan la deflexión del casco, producidas por las condiciones del mar, soportan también el peso del motor y distribuyen esta carga en una longitud mayor. La bancada del motor es una estructura que se encarga de proporcionar puntos de unión entre los soportes del motor y las vagras.

Aparte de los elementos principales, tenemos las consolas que son elementos que contribuyen a la rigidez de las vigas principales tales como las bancadas y las vagras. Finalmente tenemos los calzos que son piezas que contribuyen para el total alineamiento del motor respecto al eje de transmisión. Todo esto en consideración a las embarcaciones sin doble fon

do, en las cuales las fundaciones descansan sobre la armazón del fondo o sobre el planchaje del casco; en tanto que si el buque tiene doble fondo, las fundaciones se apoyan - sobre la superficie plana de éste, la que generalmente es una plancha de gran espesor y que yace sobre la armazón del fondo. En consideración a esto, se tendrá especial cuidado en la selección de la fundación.

La fundación del motor propulsor debe resistir en cualquier condición a todos los esfuerzos operacionales, razón por la que debe ser lo suficientemente rígida y así evitar cualquier deflexión, sea esta permanente o transitoria de magnitud suficiente que pueda ocasionar daños a cualquier parte de la instalación del motor; debe soportar también los esfuerzos provenientes del empuje y torque de la hélice y de las fuerzas resultantes del movimiento del buque en el mar, tales como: cabeceo, vaivén, balanceo, etc; de golpes ocasionados por el impacto de objetos que se encuentran a la deriva, diferencias de cargamento en la operación del buque, esfuerzos en la varada, encalladura, presión del agua en el fondo, etc. y finalmente esfuerzos de gran magnitud,

tales como en el caso de explosiones submarinas.

PROYECTO DE LAS FUNDACIONES.-

En consideración a lo indicado anteriormente, diremos que en el proyecto de una fundación se deberá cumplir los siguientes fundamentos:

- a.- Los elementos principales de la fundación (vagr^{as}), - deben prolongarse por lo menos una longitud igual al doble de la que tiene el conjunto motor-reductor, esto es, deben extenderse hasta los mamparos transversales del departamento de máquinas y deberán terminar suavemente en tal forma que se evite la discontinuidad estructural brusca, punto en el cual se produce las concentraciones de tensiones.
- b.- Debe existir una perfecta interconexión entre las vagras y la bancada del motor, a igual que entre planas y vagras, y éstas con las consolas.
- c.- Ningún hueco para los pernos será perforado sobre la vagra, a menos que exista una distancia desde el canto exterior igual a dos veces el diámetro del perno.

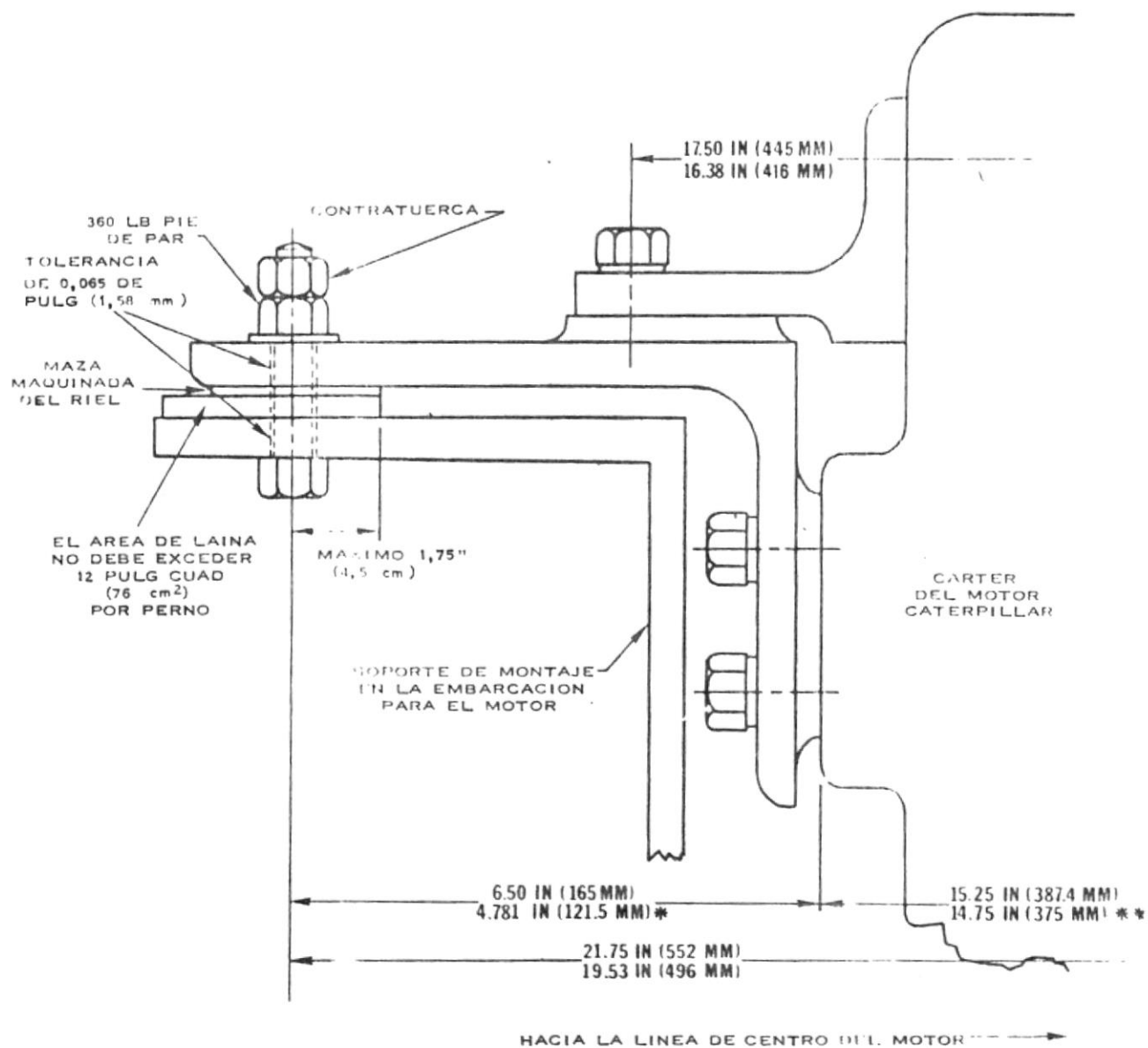
- d.- En las proximidades de los calzos o mejor de los pernos de fijación del motor a la fundación deberá colocarse pequeñas consolas, preferentemente una de cada lado de los calzos, de tal manera que impida cualquier deformación del ala de la vagra (vea figura 30).
- e.- Bajo ningún concepto el espaciamiento entre planas deberá ser mayor que el recomendado por las Sociedades Clasificadoras, esto es, el espaciamiento entre cuadernas será igual para los buques no clasificados.

Algunos fabricantes de motores entregan información - al respecto, e inclusive proporcionan diseños de las fundaciones, ofreciendo además el conjunto motor-reductor, montado sobre una cantonera en "L", la misma que tiene una flexibilidad tal que en el caso de que la fundación no tenga una aceptable rigidez, ningún esfuerzo pueda ser transmitido al motor, figura 27

En los motores pequeños del orden de los 400 BHP, generalmente existen 4 puntos de apoyo, dos soportes en el reductor (uno de cada lado) y dos adelante. Bajo ningún concepto se deben soldar los soportes de los motores a la ban-

RIEL STANDARD DE MONTAJE

(LAS DIMENSIONES MAYORES PERTENECEN A MOTORES CON CILINDROS DE 6,25 PULG. DE DIAMETRO
 LAS DIMENSIONES MENORES PERTENECEN A MOTORES CON CILINDROS DE 5,4 PULG. DE DIAMETRO)



* ESTA DIMENSION ES DE 5,875 PULG (149,5 mm) PARA EL D349
 ** ESTA DIMENSION ES DE 13,655 PULG (347 mm) PARA EL D349

Figura 27

cada o a la vagra.

De esta forma las variables que entran en el dimensionamiento de las fundaciones serán: el BHP del motor por cilindro y el RPM.

Para el tipo de buques como el tratado en el presente estudio, la gran mayoría de los motores traen el cojinete de empuje incluido en el reductor, lo que nos dá apenas la necesidad de reforzar la parte posterior de la fundación donde será recibido todo el empuje de la hélice para luego ser transmitido al casco. Adicionalmente y para tener una idea más concreta en lo que respecta al empuje del eje y a sí contribuir al dimensionamiento de las bases del reductor cabe indicar que el empuje máximo esperado de una hélice que trabaja en las mejores condiciones de proyecto, es del orden de 15.8 kg f/ SHP (35 lbs_f / SHP).

Como recomendación adicional se puede ver las figuras 28 y 29 que dan una indicación para el dimensionamiento de las fundaciones en dependencia del BHP/cilindro y RPM,^[7] las mismas que podrán aplicarse a falta de indicaciones o ins-

[7] Considerações sobre instalações propulsoras de pequenas embarcações.- J.B. SERRÃO.- Rio de Janeiro.- 1972

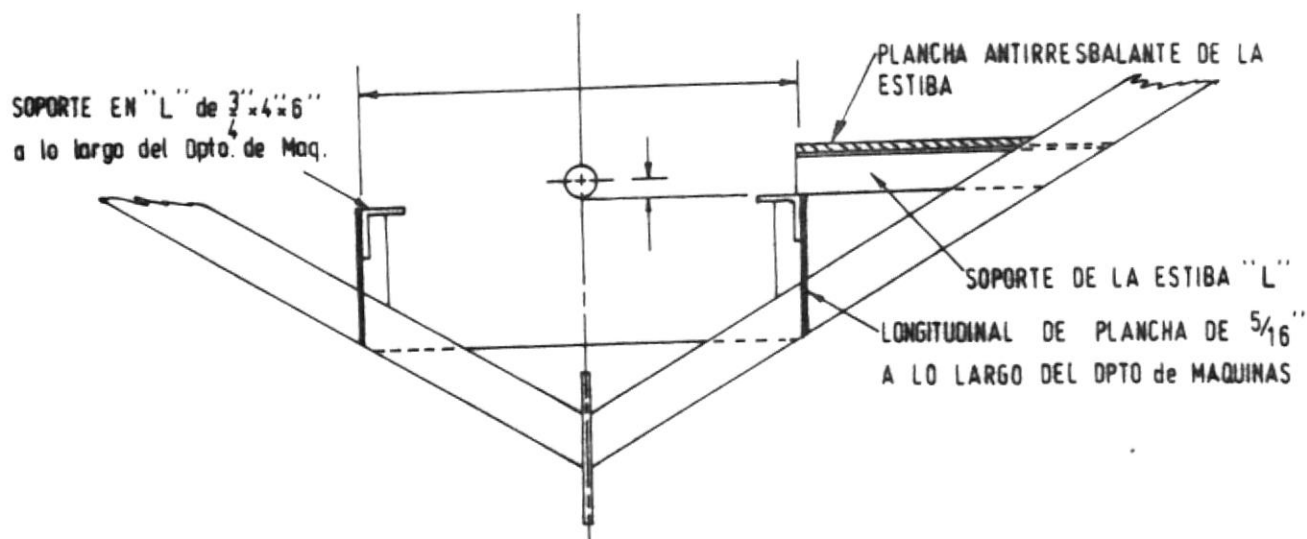
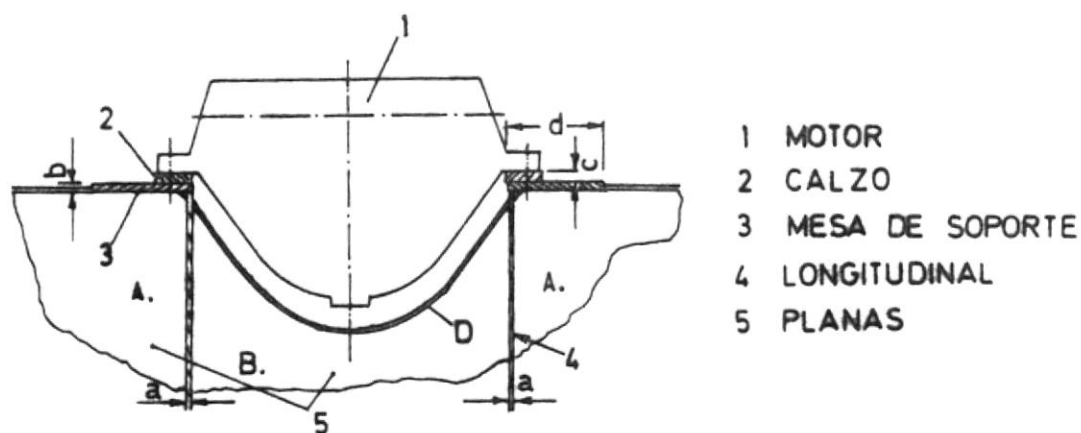


FIG. 28.-Detalle de la construcción de la Fundación del Motor hasta los 600 BHP a 1800 RPM



ESCANTILLONES DE LAS FUNDACIONES									
DIMENSIONES EN MILIMETROS									
BHP/CIL	RPM	BHP Total	a	b	c	d	A	B	D
120	600	600-1000	12	25	30	300	8	8	110 x 8
200	500	1000-2000	14	25	30	350	10	10	120 x 12
300	300	2000-3000	16	30	40	400	12	12	140 x 14

FIG 29

trucciones del fabricante. La figura 31 da una vista general de una fundación.

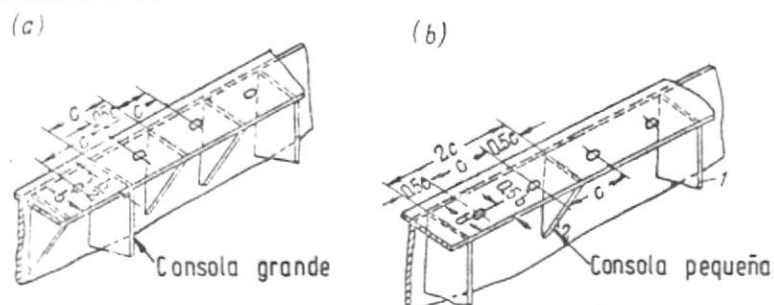


FIG 30

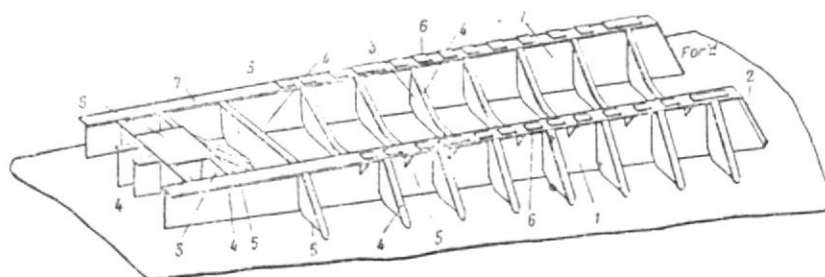


FIG 31

FUNDACIONES DE LOS COJINETES.-

A igual que el motor, los cojinetes del eje necesitan de bases de soporte en las cuales deben descansar, y en consideración a las condiciones que debe tener la línea de eje esto es, que debe ser lo suficientemente flexible, al mismo tiempo que deben tener una rigidez tal para evitar los desalineamiento, las fundaciones de los cojinetes serán ubicadas como regla general sobre 2 cuadernas contiguas, en tal forma que las presiones sobre el fondo del casco no ocasionen desplazamiento a los cojinetes fuera del rango permisible.

E J E P R O P U L S O R

Ente los componentes de la línea de eje citamos la -
tuerca de la hélice, la hélice, su chaveta, el eje propulsor,
las bridas del eje, los cojinetes, el bocin (lubricado por
agua o por aceite) el prensaestopa, los ejes intermedios, el
cojinete de empuje y su eje, se puede incluir el reductor y
el reversible.

La línea de eje, debe ser básicamente lo más flexible
posible, ya que siendo así, el sistema se adapta mejor a -
las deflecciones del casco; hecho que determina que esta lí
nea deba tener una mayor flexibilidad que las fundaciones -
del motor, en tal forma que sus componentes no sufran tensio
nes por fuera del rango permisible; por otro lado, no se de
be olvidar que los ejes deben poseer una rigidez suficiente
para soportar el empuje y torque a los que estarán sometidos.

DIMENSIONES.-

La flexibilidad del eje es inversamente proporcional

al cuadrado de su diámetro (eje sólido) y directamente proporcional a la tercera potencia de su longitud, o mejor dicho del espaciamento entre cojinetes, evidentemente el largo del eje será mayor que esta separación.

Referente a la determinación del diámetro de los ejes, tenemos que decir que su cálculo es muy detallado y demorado, tal como se puede desprender de lo aseverado arriba, circunstancia que determinó para que se elaboren gráficos y tablas, que al usarse, puedan proporcionarnos buenos resultados. Estas tablas y gráficos [7] se hicieron en función del BHP y RPM, para los materiales usuales tales como el acero al carbono, bronce, monel, etc., véase figuras 32y33 .

Los ejes propulsores existen en gran variedad de tipos dentro de los cuales, los más usados y económicos son lubricados por agua, (tipo que será usado en nuestro buque), y también los lubricados por aceite; estos últimos con un sistema complicado, pues, inclusive tienen un conducto cerrado que lleva el aceite hasta la pata de gallo, si es que el buque la tiene; otro tipo es el eje de acero inoxidable lubricado con agua y con bocines de neoprene. Estos ejes son de

DIAMETRO DEL EJE PROPULSOR EN PULGADAS PARA ACERO AL CARBONO EN FUNCION DE RPM vs BHP, de acuerdo con el ABS

RPM	PARA EJES DE BRONCE AUMENTAR 5% DE DIAMETRO																		
	1/8	1/6	1/4	1/2	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	
3000	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
2800	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
2600	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
2400	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
2200	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
2000	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
1800	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
1600	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
1400	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
1200	1 1/8	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
1000	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
900	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
800	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
700	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
600	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
550	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
500	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
450	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
400	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
350	1 1/2	1 3/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
300	2	2 1/8	2 1/4	2 1/2	2 1/4	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2
250	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
200	2 1/4	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
150	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4
100	2 3/4	3	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4

FIG 32 ROTACION DE LA HELICE EN RPM

EJEMPLO 1
CONDICION:

Elija eje de bronce para motores que desarrollan 360 hp máximo a 2000 RPM. Potencia intermitente, 315 hp a 2000 RPM. La relación de reducción 2:1. Diámetro de hélice de 32 pulgadas. Para trabajo liviano.

SOLUCION:

Potencia intermitente HP = 315

$$\text{Hélice a RPM} = \frac{2000}{2} = 1000$$

$$\text{HP por 1000 RPM} = \frac{315}{10.00} = 31,5$$

Diámetro del eje principal = 2,75 pulgadas

Diámetro del eje de bronce = $2,75 \times 1,05 = 2,88$ pulgadas

NOTA: Aproxime el diámetro del eje al diámetro standard siguiente más grande.

EJEMPLO 2
CONDICION:

Elija un eje intermedio de acero y un eje de bronce para trabajo pesado. El motor desarrolla una potencia constante de 300 HP a 1800 RPM. Relación de reducción de 4,5:1. Diámetro de la hélice es 54 pulgadas.

SOLUCION:

Potencia constante en HP = 300

$$\text{Hélice RPM} = \frac{1800}{4,5} = 400$$

$$\text{HP por 100 RPM} = \frac{300}{4,00} = 75$$

Diámetro del eje principal = 3,64 pulgadas

Eje intermedio de acero = $3,64 \times 0,95 = 3,46$ pulgadas

Eje de bronce de la hélice = $(3,46 \times 1,05)$ más $\frac{54}{100} = 3,82 + 0,54 = 4,36$ pulgadas

DIAGRAMA DE SELECCION DE DIAMETRO DEL EJE

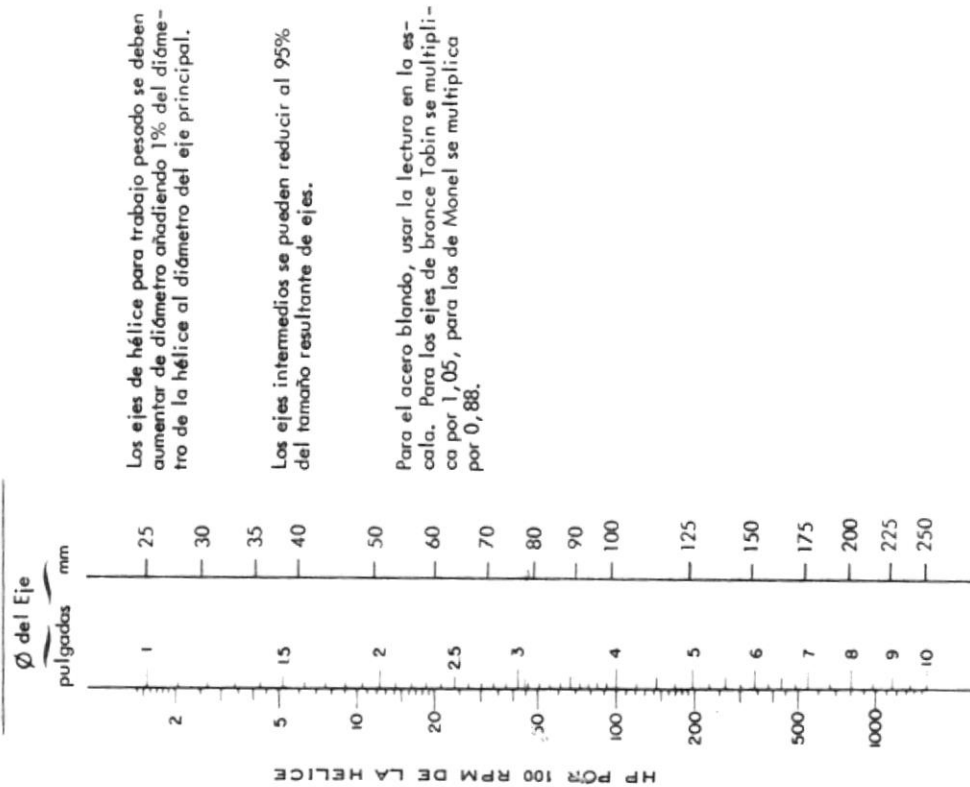


Figura 33

fácil mantenimiento y no presentan los problemas de la corrusión tal como ocurre especialmente con los ejes de acero al carbono en los extremos de las camisas, lugar donde tiene mayor incidencia la corrusión a tal punto que pueden ocasionar la fractura del eje.

COJINETES.-

Estos son colocados para servir de apoyo a los ejes, y su ubicación se recomienda cerca de los extremos de los tramos de eje, en tal forma que contribuyan al correcto alineamiento, y se evite así la tendencia perturbadora de una gran deflexión originada por el peso de la porción libre del extremo y el peso de la brida.

El cojinete de sustentación del eje, sea propulsor o intermedio, que se ubica próximo al reductor debe estar a una distancia mínima de éste, de tal manera que no ocasionen esfuerzos indebidos en el cojinete de empuje o en el reductor. Se recomienda que el cojinete de sustentación sea ubicado a una distancia de 10 - 12 veces el diámetro de eje desde el reductor; en caso que resultare necesario localizarlo a una distancia -

menor, las tolerancias de alineamiento deberán disminuirse substancialmente.

Existen varias recomendaciones para el espacionamiento correcto entre cojinetes intermedios, que son dadas por fórmulas empíricas,^[7] entre las cuales podemos citar dos que dan buenos resultados

$$L = 40 \times d$$

$$L = 125 \sqrt{d}$$

Donde:

L = Espacionamiento en centímetros

d = Diámetro en centímetros

Cuando la distancia entre el reductor y el cojinete interno del túnel del eje excede a 20 - 25 veces el diámetro del eje, es necesario colocar un cojinete intermedio.

Si tales espacionamiento no son respetados, se crea la posibilidad de que exista la sobrecarga en el cojinete interno del túnel durante los desplazamientos usuales del eje cuando navega el buque. Igualmente las deflexiones del

casco que no son acompañadas por el eje, originan averías - en las extremidades de los cojinetes intermedios; pues, las deformaciones elásticas del fondo del buque ocasionan sobrecarga en dichos cojinetes; y para que estos efectos sean lo mínimo posible, se recomienda seguir las siguientes normas:

- a.- Usar cojinetes autoalineables en los lugares intermedios.
- b.- Si se usan camisas, su longitud que sea lo menor posible y que la relación de diámetros del eje al de la - camisa sea de 3/4 para ejes entre 4" a 8" de diámetro.
- c.- Ubicar los cojinetes intermedios en lugares donde el desplazamiento por efecto de las deformaciones - del fondo, sea lo menor posible, esto es, puede ubi- carse en los mamparos o cerca de ellos.

ACOPLAMIENTO.-

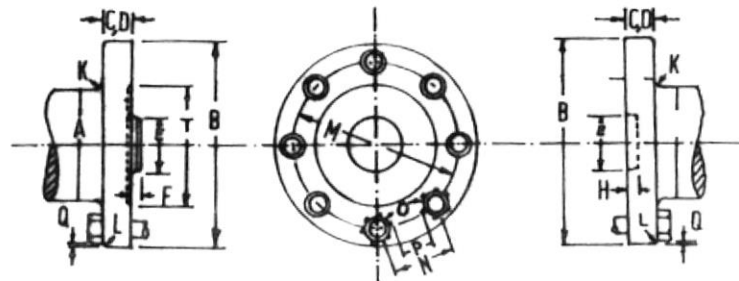
El eje de transmisión que en la mayoría de los buques especialmente en los pesqueros, por su gran longitud, no puede conformarse de una sola pieza, lo que obliga a que se - tengan aparte del eje propulsor, otros tramos de ejes, lla-

mados intermedios, para los cuales se usa con excelentes resultados el acero de bajo carbono, sin camisa y formado el rodamiento en el propio material del eje con los flanges de acoplamiento completamente electrosoldados y con tratamiento térmico local, y forrando las superficies externas con fibra de vidrio o con epoxite. La figura 34 nos dá un padrón para dimensionar los flanges de acoplamiento de estos ejes.

Aparte de lo anterior, podemos decir que la mayoría de los motores ya vienen acompañados de la brida de acople, a lo cual deberá unirse el flange del eje intermedio adyacente. Para motores de bajo potencia se usa generalmente padrones de 6 a 8 y hasta 12 pernos; la cantidad de pernos es cuestión de adoptar en función de la máxima tensión de corte, que se establece por el torque del motor.

Con las simplificaciones indicadas obtendremos ejes simples, de bajo costo, de rápida fabricación y de fácil construcción en pequeños astilleros, e inclusive en talleres, y de esta forma evitar la importación de ejes con las bridas incorporadas.

Para nuestro caso, utilizamos el diagrama de la figu-



DIMENSIONES DE LAS BRIDAS DE ACOPLAMIENTO PARA EJES PROPULSORES

ØEJE A	B	C	D	Ø E	F	H	Ø T	K	L	M	N	O		TUER CA	P	Q
												Nº	Ø			
3½	7½	7/8	7/8	1/8	3/16	1/4		3/16	1/16	55/8	2.81	6	7/8	7/8	1.16	.107
4	8½	1	1	23/8	3/16	1/4		3/16	1/16	6¼	3.12	6	7/8	7/8	1.47	.107
4½	9	11/8	11/8	2¾	3/16	1/4		3/16	1/16	67/8	3.34	6	1	1	1.56	.124
5	10¼	1¼	1¼	3	3/16	1/4		3/16	1/16	7¾	3.87	6	1¼	1¼	1.56	.095
5½	107/8	13/8	13/8	3¼	3/16	1/4		1/4	1/16	83/8	4.18	6	1¼	1¼	1.87	.095
6	11½	1½	1½	35/8	3/16	1/4	65/8	1/4	1/16	9	3.44	8	1¼	1¼	1.13	.095
6½	12¾	15/8	15/8	37/8	3/16	1/4	71/8	1/4	1/16	9¾	4.87	6	1½	1½	2.13	.128
7	13½	1¾	1¾	4¼	1/4	5/16	7¾	3/8	3/8	103/32	4.02	8	1½	1½	1.28	.129
7½	14	17/8	1¾	4½	1/4	5/16	8¼	3/8	3/32	11	4.21	8	1½	1½	1.50	.13
8	15½	2	17/8	4¾	1/4	5/16	8¾	1/2	3/32	12	4.59	8	1¾	1½	1.84	.13
8½	16¼	21/8	17/8	51/8	1/4	5/16	93/8	1/2	3/32	12½	4.78	8	1¾	1½	2.04	.13
9	17	2¼	2	53/8	1/4	5/16	97/8	5/8	3/32	13¼	4.10	10	1¾	1½	1.36	.13
10	18	2½	2¼	6	1/4	5/16	11	¾	3/32	14½	4.48	10	2	1¾	1.29	.16

ra 33 y en él entramos con BHP = 280 HP a 336 RPM de la hélice, y así obtenemos:

$$\text{BHP por 100 RPM de la hélice} = 83.3$$

con este dato entramos al gráfico y obtenemos: Diámetro del eje = 3.8 pulg \approx 4 pulg = 10 cmts. para el eje principal, y para los ejes intermedios se reducirá al 95%, en tanto que por tratarse de una hélice para trabajo pesado (arrastre), el diámetro del eje propulsor se incrementa en un valor del 1% del diámetro de la hélice, esto es:

$$d = 10 + 146 \times 0.01 = 10 + 1.46 \approx 11.5 \text{ cmts} = 4.5 \text{ plg.}$$

para acero al carbono.

El espaciamiento entre los cojinetes será:

$$L = 125 \sqrt{d} = 125 \sqrt{10} = 125 \times 3.16$$

$$L = 395 \text{ cmts} \approx 4 \text{ mts.}$$

ALINEAMIENTO: NORMAS A SEGUIRSE.-

Antes de iniciar el alineamiento del eje, el peso del eje que se encuentra sin soporte se debe apoyar para justificar la desviación o inclinación de eje de transmisión; la inclinación se debe eliminar para evitar una carga innecesaria sobre el cojinete de transmisión.

Un método apropiado para justificar la inclinación del eje de transmisión consiste en utilizar un equipo compuesto por un dinamómetro, un templador y un estrobo, el apoyo del eje de transmisión por medio de una fuerza que se puede medir, vea la figura 35 . Otro método, puede ser empujando hacia arriba y midiendo la compresión del dinamómetro; de acuerdo a este método proceda así:

- a.- Mueva el eje de transmisión hasta situarlo a 0.5" (13 mm) de su posición de empernado.
- b.- Determine la mitad del peso del eje suspendido, y también el peso en conjunto con la brida de acople, esto se puede hacer con auxilio de la figura³⁷ , a la cual se suma el peso de la brida de acople.

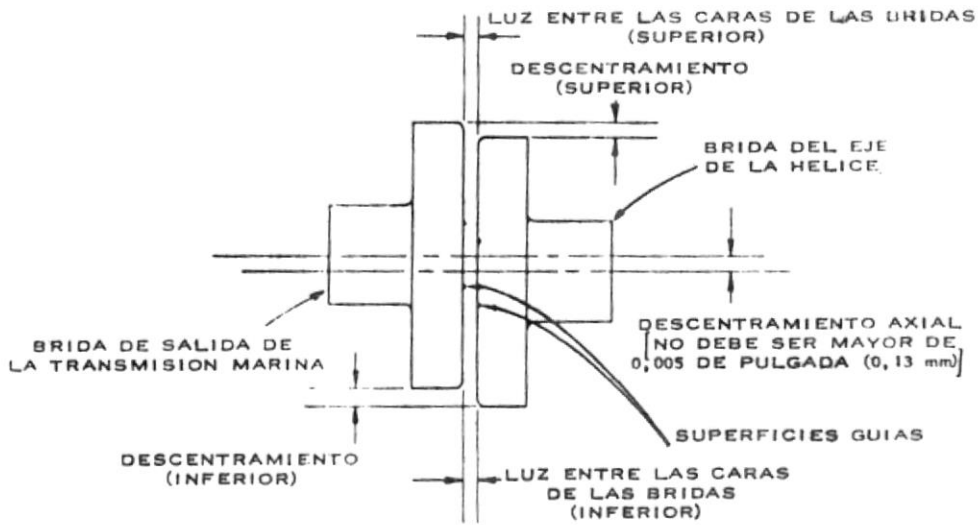


Figura 36.A

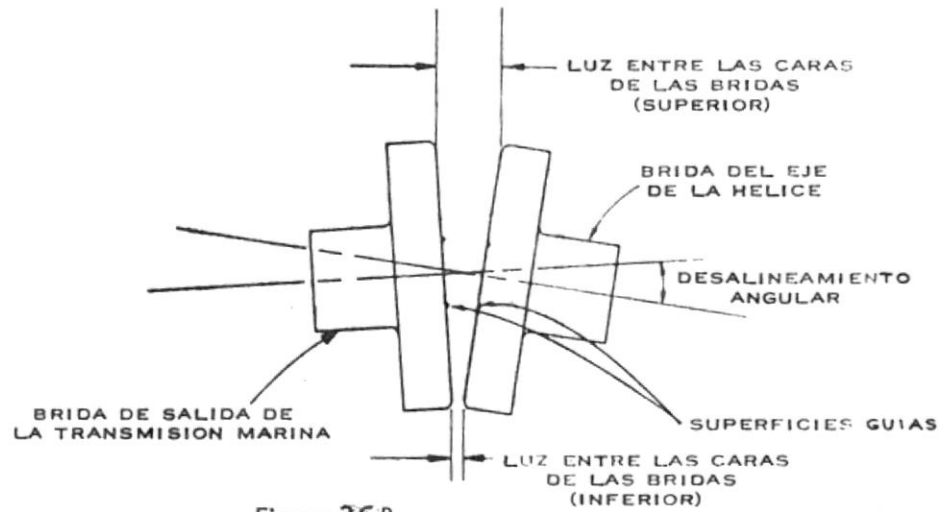


Figura 36.B

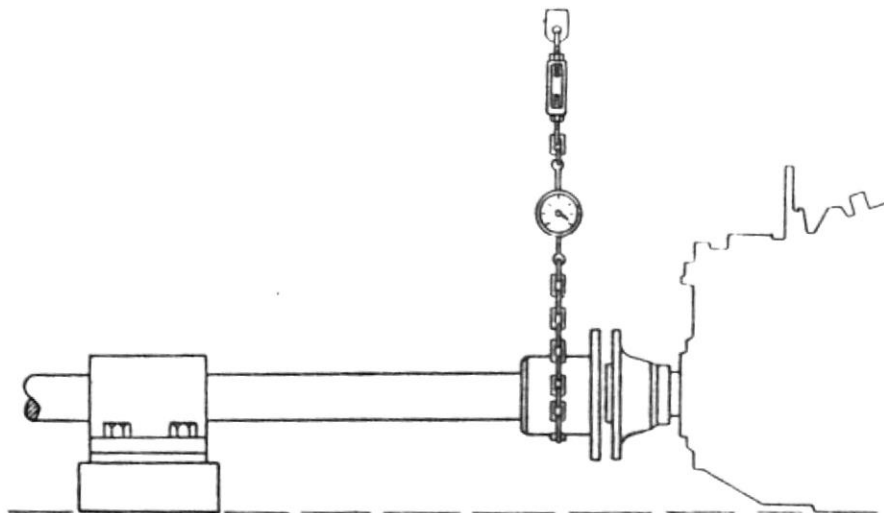
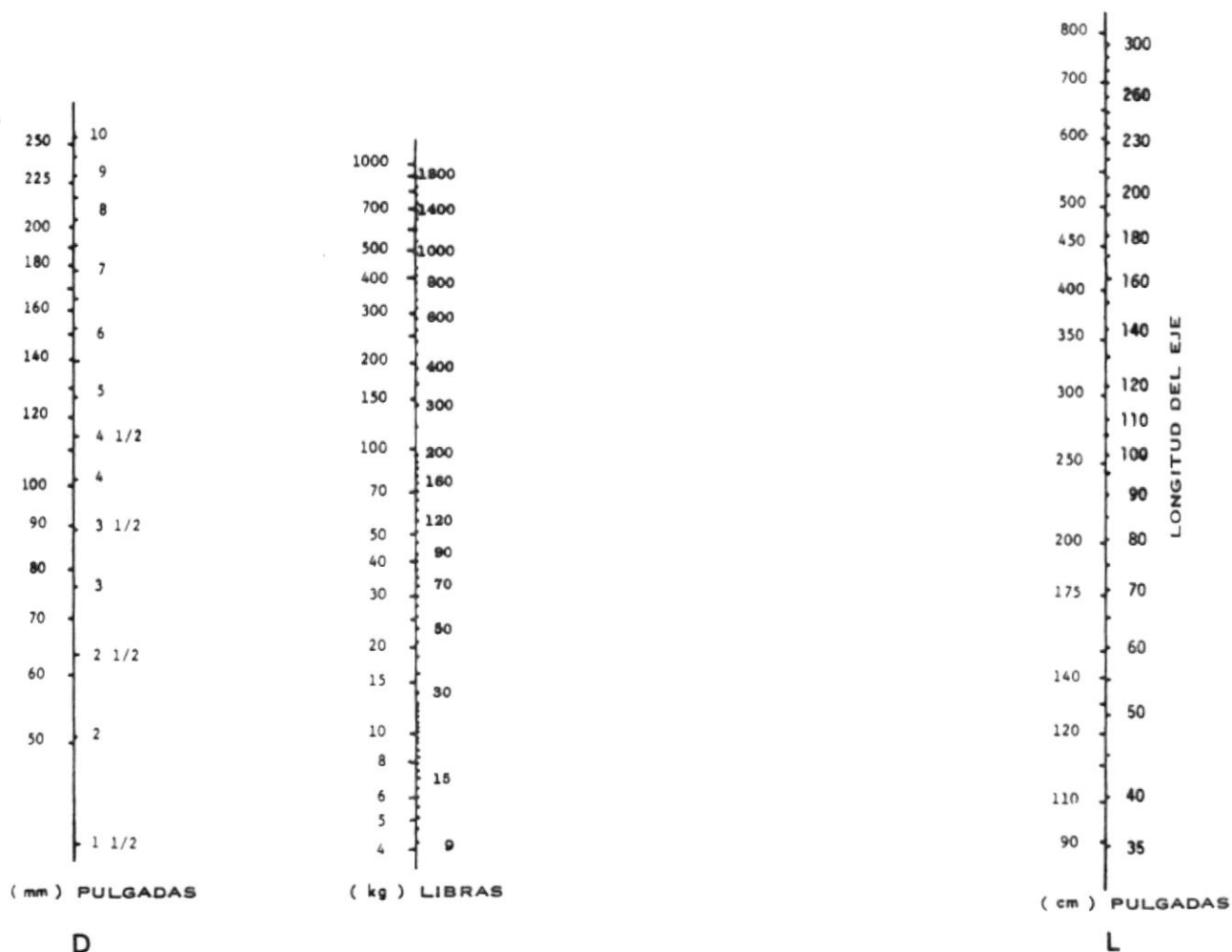


Figura 35

PESO EFECTIVO DE LA PARTE DEL EJE SIN SOPORTE



Para usar el método de "DINAMOMETRO" a fin de eliminar la flexión del eje, determine la mitad del peso de la parte sin soporte del eje de la hélice. Este nomograma sirve para hacer este cálculo. Trace una línea recta desde el diámetro correcto del eje en la escala D hacia la longitud del eje en la escala L. El peso de la mitad de la longitud sin soporte del eje se encontrará donde la línea cruza la escala de PESO.

Figura 37

- c.- Al elevar el eje asegurado que el soporte está exactamente encima o debajo de la línea central de la brida de acoplamiento.
- d.- Ice el eje de transmisión hasta que el dinamómetro indique el peso deseado.

Otro método para corregir la inclinación del eje de transmisión es el que emplea indicadores de reloj, y se procede así:

- a.- Coloque un indicador en la parte superior o inferior del eje, en el punto más próximo del eje de transmisión.
- b.- Coloque un segundo indicador en la parte superior de la brida de acople, figura 38
- c.- Ice lentamente el eje de transmisión desde el extremo de la brida de acople hasta que se note un cambio de consideración en la lectura del indicador que se ubicó en el extremo del cojinete, de 0.001 a 0.0015" (.025 a .038 mm) es suficiente.
- d.- Anote la variación en la lectura del indicador en el

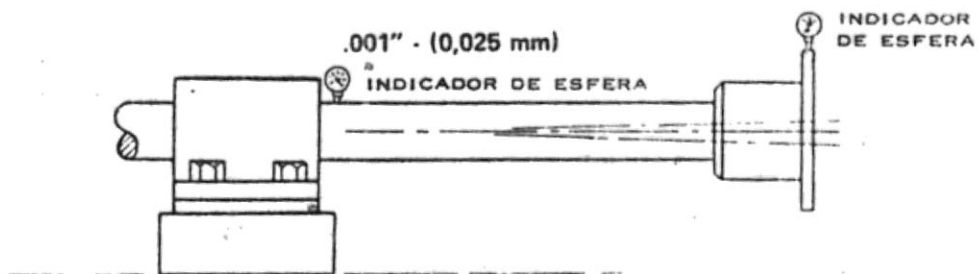


Figura 38

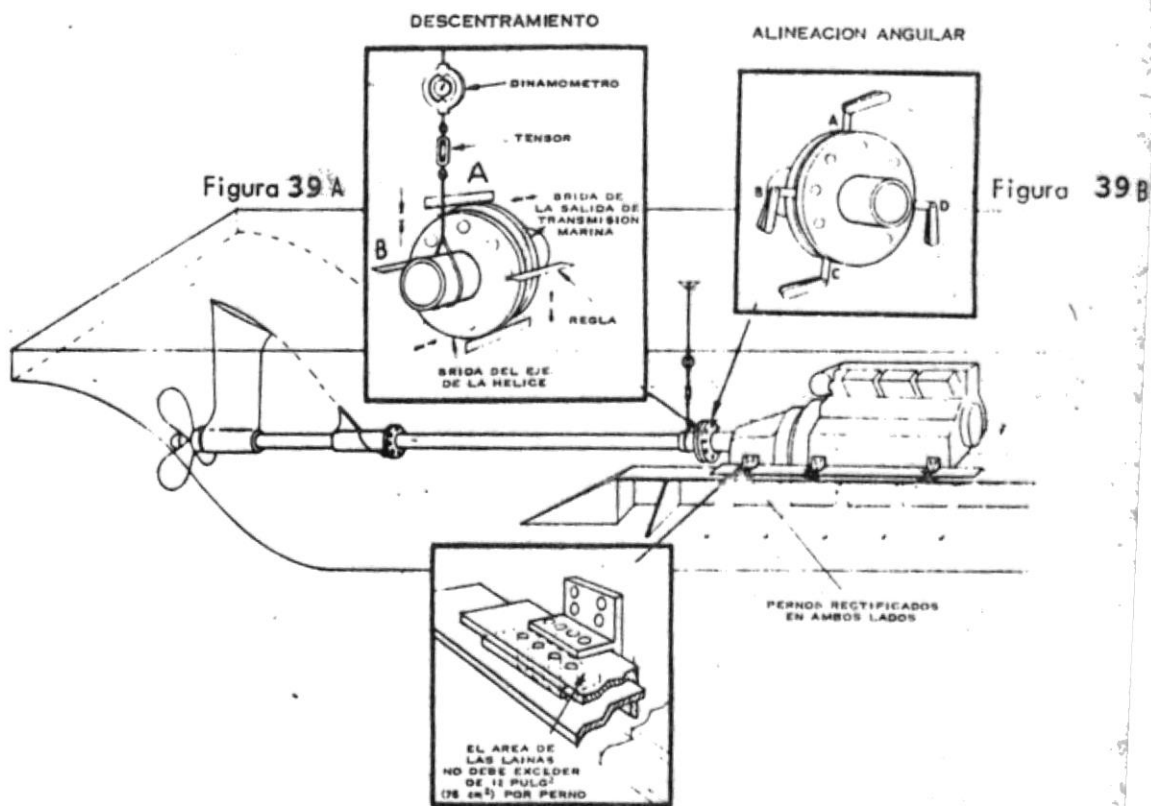


Figura 39

extremo de la brida de acoplamiento

- e.- Baje el eje de transmisión en la mitad de la cantidad de la lectura del indicador en la brida de acoplamiento.

Aunque este método no es tan exacto como el que usa el dinamómetro, es suficiente para una alineación satisfactoria.

Con el eje colocado ahora en su posición correcta el motor y la transmisión marina se deben colocar en línea con el eje de transmisión.

Mueva el motor y la transmisión marina a su posición final aproximada, dentro de 0.3" (8 mm) de la brida de acople, sin hacer entrar la guía de ésta.

ALINEAMIENTO AXIAL.-

Mida el descentramiento en cuatro puntos igualmente espaciados en los diámetros de las bridas, tal como los puntos A, B, C, D que se muestran en la figura 39A . Realice los

ajustes necesarios en la posición, por medio de los tornillos niveladores del motor para centrar la brida de la transmisión marina dentro de la tolerancia igual a 0.002" (0.05 mm). Cuando esto se haya conseguido, el guía había de entrar en su alojamiento, halando el eje y la brida de acoplamiento, hacia adelante hasta que los extremos de las bridas estén separados 0.180 (4.5 mm) + la alineación angular en todo el rededor de las bridas.

ALINEAMIENTO ANGULAR.-

Ahora se pueden hacer los ajustes necesarios de la alineación angular del motor y la transmisión marina, con respecto al eje de transmisión; utilizando un calibrador de sonar (filler) se toman las lecturas correspondientes a la separación de las caras de las bridas en cuatro puntos diferentes e igualmente espaciados, tal como se aprecia en la figura 39B . Seguidamente se tabulan las lecturas de separación de las caras y se comparan las lecturas de los puntos diametralmente opuestos, de tal forma de que se reste la lectura menor de la mayor; la diferencia de lecturas opuestas es - proporcional a la desalineación angular.

La tolerancia admisible para el alineamiento angular es de 0.0005" por pulgada (0.005 mm por centímetro) del diámetro de las bridas. Si la diferencia de las lecturas opuestas excede este valor, el motor y la transmisión marina deben moverse por medio de los tornillos niveladores, hasta que se consiga la tolerancia requerida.

Al mover el motor para hacer el ajuste de la alineación angular se debe comprobar que se mantenga el centrado con el eje de transmisión.

Verifique todas las lecturas de alineamiento, coloque los pernos en las bridas y prepare los soportes del motor para la sujeción final a la estructura de la embarcación.

El descentramiento axial ocurre cuando las líneas de centro de la transmisión marina y de las bridas de acople están descentradas, fig. 36-A. En tanto que el desalineamiento angular ocurre cuando las bridas de acople están formando ángulo. figura 36-B.

S I S T E M A D E P R O P U L S I O N

DESCRIPCION Y CARACTERISTICAS DEL SISTEMA.-

En general, el sistema de propulsión de un buque es - el mecanismo mediante el cual se mueve el barco esto es que la energía que posee el motor es transmitida a la hélice para ocasionar el movimiento. Entre las partes principales del sistema de propulsión tenemos: el motor, el reductor, la línea de eje y finalmente la hélice, cada uno con sus respectivos accesorios.

Como informaciones principales y mínimas, para fines de negocios, es necesario determinar por lo menos los siguientes parámetros que satisfagan la velocidad deseada.

- a.- Potencia necesaria del motor y su RPM.
- b.- Relación de reducción.
- c.- Diámetro, paso y número de aspas de la hélice.
- d.- Diámetro y largo del eje de propulsión.

A estos requerimientos se puede llegar conociendo previamente la siguiente información mínima.

- a.- Tipo del buque y fines a ser usado.
- b.- Dimensiones principales.
- c.- Desplazamiento.
- d.- Velocidad deseada

En atención a lo expresado y teniendo presente los datos de nuestro buque que hasta aquí ha sido analizado, a continuación se da las características generales del sistema propulsor que se recomienda a ser instalado.

- Hélice de paso fijo, en tobera Kort, con las siguientes características:

D	=	Diámetro	=	1.46 mts.
H/D	=	Razón de paso	=	.99
η_p	=	Eficiencia	=	.666
λ_p	=	Razón de avance	=	.545
θ	=	Razón de área expandida	=	.35
e_o	=	Espesor relativo	=	.04
Z	=	Número de aspas	=	4

- Motor Caterpillar D336 V-8 con las siguientes características:

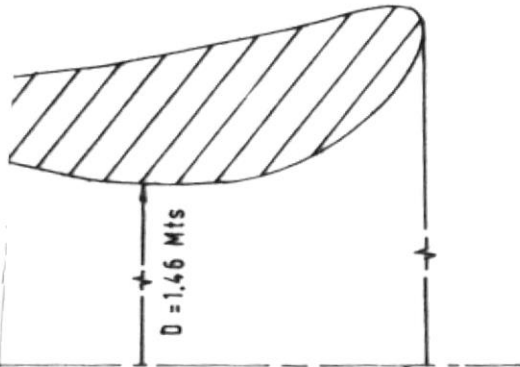
BHP máximo continuo	= 280 HP
Revoluciones del cigüeñal	= 2000 RPM
Peso sin transmisión	= 2040 kgr.

- Reductor, incluido en el bloque del motor, con reducción de $5.95 = 1$

- Línea de eje, con las siguientes características:
 - Diámetro del eje propulsor = 11.5 cmts.
 - Diámetro de los ejes intermedio = 10 cmts.
 - Espaciamiento entre cojinetes = 4 mts.

Más detalles relativos a las partes principales del sistema propulsor se pueden apreciar brevemente en el esquema de la figura 40.

LA TOBERA 1 Cm = 10 Cms.



ESQUEMA DEL SISTEMA PROPULSOR

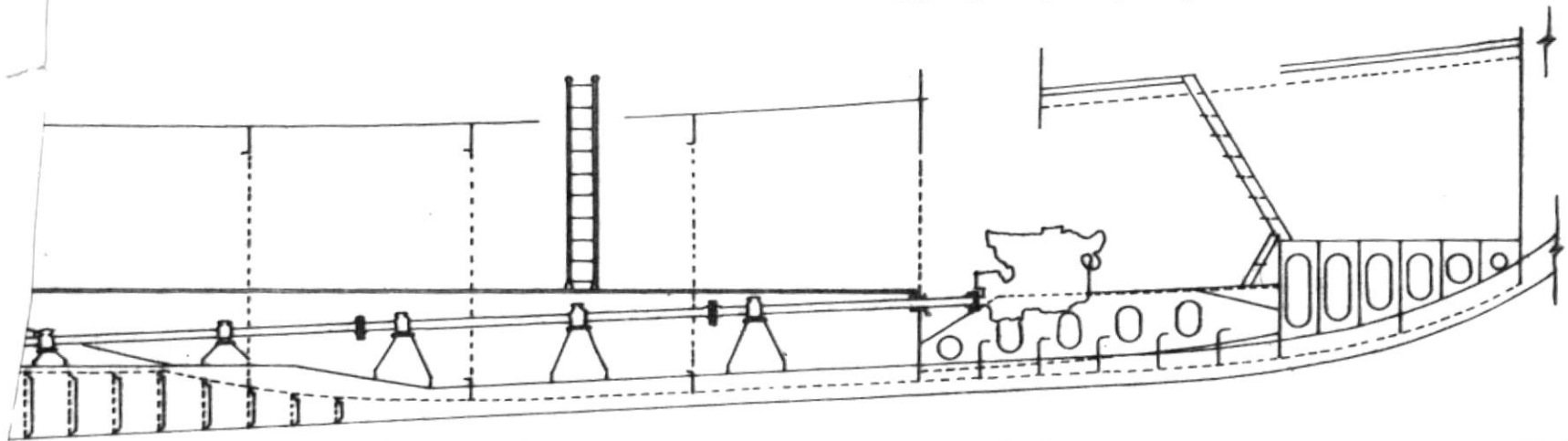
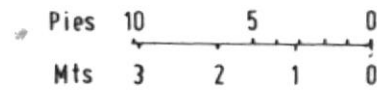


FIGURA 40

A N A L I S I S E C O N O M I C O

Para evaluar las ventajas y desventajas económicas que trae consigo el uso de la tobera en el sistema de propulsión de un buque camaronero, tal como en el presente estudio, de bemos comparar las condiciones de operación, en otras palabras el servicio que el buque presta cuando es equipado con tobera, con respecto de la condición en que el sistema de propulsión dispone de hélice de paso fijo sin tobera. Para establecer esta comparación escogemos como velocidad promedio de pesca 4 nudos. Con esta consideración y teniendo pre sente que la capacidad de captura de cada redada depende del tamaño de la red, y en atención a que el sistema con tobera, a una misma potencia del motor nos da un arrastre mayor, - hecho que conlleva a utilizar una red de dimensiones mayores la misma que tendrá una mayor capacidad de captura en tiempo igual, o igual captura en menor tiempo, lo que podríamos es cribir (subíndice 1 para la hélice sin tobera y subíndice 2 para la hélice con tobera):

La capacidad de pesca de la red P es directamente proporcional al arrastre y obteniendo los datos de la figura 7

tendremos:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{AM_{tob}}{AM} = \frac{3153}{2508} = 1,257 \quad (1)$$

El porcentaje de incremento con respecto a la captura con hélice sin tobera, estará en la misma relación que la de la figura 19

$$\frac{P_2 - P_1}{P_1} = \frac{AM_{tob} - AM}{AM} = 25.7\% \quad (2)$$

El tiempo de operación (t) es igual a la suma de los tiempos de navegación libre (t_{nl}), en puerto (t_{puer}) y de pesca (t_p), o sea:

$$t_1 = t_{nl} + t_{puer} + t_{p1} \quad (3)$$

$$t_2 = t_{nl} + t_{puer} + t_{p2}$$

El tiempo de navegación libre es aproximadamente igual porque las velocidades para esta condición son muy próximas

circunstancia que permite asumir los tiempos iguales. Al considerar que la capacidad de la bodega del buque es la misma, el tiempo necesario para descargar en el puerto será igual. El tiempo de faena estará en relación inversa con el arrastre máximo, esto es, a mayor arrastre, menor tiempo para la captura.

$$\frac{t_{p2}}{t_{p1}} = \frac{AM}{AM_{tob}} = \frac{1}{1.257}$$

$$t_{p2} = \frac{t_{p1}}{1.257} \quad (5)$$

De la ecuación (5) se desprende que el tiempo de captura utilizando el sistema con tobera, es menor que el lapso para la pesca con sistema sin tobera, tal como fue previsto.

Si llamamos N al número de operaciones por año y T al período anual, tenemos

$$N_1 = \frac{T}{t_1} \qquad N_2 = \frac{T}{t_2}$$

Los tiempos de operación son inversamente proporcionales al número de estos por período anual, esto es:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{t_{nl} + t_{puer} + t_{p1}}{t_{nl} + t_{puer} + t_{p2}} \quad (6)$$

La cantidad de pesca Q por período anual para un buque está en la misma relación que el número de operaciones por año; y si

$$Q = NP \quad (7)$$

tendremos:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (8)$$

El incremento total de pesca δQ será:

$$\begin{aligned} \delta Q &= Q_2 - Q_1 = Q_1 \frac{N_2}{N_1} - Q_1 \\ \delta Q &= Q_1 \left(\frac{N_2}{N_1} - 1 \right) \end{aligned} \quad (9)$$

Finalmente el incremento de ganancia δU o utilidad adicional, utilizando el sistema de tobera, y sabiendo el precio unitario del producto (pu) se obtiene por:

$$\delta U = pu \times \delta Q = pu \times Q_1 \left(\frac{N_2}{N_1} - 1 \right) \quad (10)$$

reemplazando los valores obtenidos en las ecuaciones 6 y 5

$$\begin{aligned} \delta U &= pu \times Q_1 \left[\frac{t_{nl} + t_{puer} + t_{p1} - 1}{t_{nl} + t_{puer} + \frac{t_{p1}}{1.257}} \right] \\ &= pu \times Q_1 \left[\frac{1.257 (t_{nl} + t_{puer} + t_{p1}) - 1}{1.257 t_{nl} + 1.257 t_{puer} + t_{p1}} \right] \end{aligned}$$

$$\text{Si } Q_1 = N_1 P_1$$

$$\text{y } N_1 = \frac{T}{t_1}$$

$$\delta U = pu \frac{T}{t_1} P_1 \left[\frac{1.257 (t_{nl} + t_{puer} + t_{p1})}{1.257 t_{nl} + 1.257 t_{puer} + t_{p1}} - 1 \right] \quad (12)$$

Otro parámetro de comparación entre el uso del sistema con tobera, respecto del sistema sin tobera, es el combustible, del cual aseveramos que su consumo está en función del tiempo de navegación del buque en su dos condiciones princi-

pales, estos son ruta libre y maniobra de pesca, y para este caso llamando S el valor del combustible tendremos:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{N_2 (t_{nl} + t_{p_2})}{N_1 (t_{nl} + t_{p_1})} \quad (13)$$

reemplazando los valores de la ecuación (6)

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{(t_{nl} + t_{puer} + t_{p_1})}{(t_{nl} + t_{puer} + t_{p_2})} \times \frac{(t_{nl} + t_{p_2})}{(t_{nl} + t_{p_1})}$$

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{(t_{nl} + t_{p_1})(t_{nl} + t_{p_2}) + t_{puer}(t_{nl} + t_{p_2})}{(t_{nl} + t_{p_2})(t_{nl} + t_{p_1}) + t_{puer}(t_{nl} + t_{p_1})}$$

haciendo que el producto de los paréntesis sea a

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{a + t_{puer} t_{nl} + t_{puer} t_{p_2}}{a + t_{puer} t_{nl} + t_{puer} t_{p_1}}$$

si los dos primeros términos del quebrado hacemos igual b

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{b + t_{puer} t_{p_2}}{b + t_{puer} t_{p_1}}$$

Si la ecuación (5) nos dice que $t_{P_2} < t_{P_1}$

$$\frac{S_2}{S_1} < 1 \quad (14)$$

La expresión (14) nos indica que hay un ahorro de com bustible, lo que induce a existir una utilidad adicional - $\delta U'$ que está en función del valor para el caso sin tobera:

$$\begin{aligned} \delta U' &\propto \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) S_1 \\ \delta U' &= pu \times S_1 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) \end{aligned} \quad (15)$$

Las ecuaciones (12) y (15) nos dan los incrementos de utilidad, que justifican la instalación de la tobera. Para este análisis se ha considerado el caso de la pesca ideal, en otras palabras que las operaciones de pesca se realizan por igual en todo el año.

En razón de lo expresado vamos a hacer un cálculo hipó- tético para la economía de nuestro buque equipado con héli- ce sin tobera sobre el cual conocemos que operando desde - Guayaquil hasta el Golfo, tiene los siguientes tiempos:

Tiempo de navegación libre	= 1 día (ida y vuelta)
Tiempo de faena	= 15 días
Tiempo de puerto	= 3-4 días
Tiempo total por operación	= 20 días
Monto estimado de las ventas por operación	= S/.124000
Gastos aproximados de operación	= S/. 34000
Utilidad presuntiva por operación	= S/. 90000
Utilidad anual $90000 \times \frac{360}{20}$	= S/.1620000

Si sabemos que las utilidades están en relación directa con el número de operaciones por año, podemos escribir:

$$\frac{U + \delta U}{U} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{t_{\text{puer}} + t_{n\ell} + t_{p1}}{t_{\text{puer}} + t_{n\ell} + t_{p2}}$$

$$= \frac{4 + 1 + 15}{4 + 1 + \frac{15}{1.257}} = \frac{20}{16.93} = 1.18$$

lo que indica que el incremento de utilidades anuales, con el sistema de hélice en tobera es del 18% con respecto a la utilidades que arrojaría el buque siendo equipado con hélice de paso fijo y sin tobera.

En cuanto a consumo de combustible analizamos partiendo de la ecuación 13

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{N_2 (t_{n\ell} + t_{p2})}{N_1 (t_{n\ell} + t_{p1})}$$

$$= \frac{20 (1 + 11.93)}{16.93 (1 + 15)} = \frac{20 \times 12.93}{16.93 \times 16} = \frac{258.6}{270.88} = .955$$

Si $S_1 = S/. 15000 \times 18 = S/. 270000,00$

$$S_2 = S/. 270000 \times 0.955 = S/. 257850,00$$

$$\frac{S_2 - S_1}{S_1} = \frac{270000 - 257850}{270000} = \frac{12150}{270000} = 4,5\% \text{ de utilidad}$$

lo que nos indica que al utilizar el sistema de tobera, por la economía en tiempo, nos trae consigo una economía ideal de 4.5% en gasto de combustible.

Respecto de la nueva utilidad anual, que tendremos al utilizar el sistema propuesto con tobera, ésta será:

$$U + \delta U = S/.1620000 \times 1.18 = S/.1911600$$

$$\therefore \delta U = S/. 291600,00$$

$$\delta U' = S/.12150,00$$

B I B L I O G R A F I A

- 1.- E.V. Camenski, G.B. Terentiev "Arrastreros" Leningrado 1968.
- 2.- Rotación N^o 46 y 48, año 1972, N^o 51 y 60, año 1973.
- 3.- Y.I. Voitcunski, R.Y. Pershits, I.A. Titov, Spravochnik po teoyi Corablya (Guía de la teoría del buque), Leningrado, 1973
- 4.- C. Ridgely - Nevitt "The Resistance of a high displacement - Length Ratio Trawler Series", SNAME Vol. 75, 1967.
- 5.- F.H. Todd, "Resistance and Propulsion", Principles of Naval Architecture, New York, 1967.
- 6.- Motores Marinos Caterpillar, 1973
- 7.- J.B. Serrão.- Considerações sobre instalações propulsoras de pequenas embarcações , Rio de Janeiro, 1972.
- 8.- Apuntes sobre resistencia por el Dr. Dimitri Ananiev. 1975.