T
623.8232
T649
c.2
INGRESADO A INVENTARIO CON ORD. No. D-621

Generalidades de Diseño de Remolcadores. Comparación de Formas y Eficiencias. Aplicación para un Remolcador Costanero.

POR

ROBERT G. TOLEDO ECHEVERRIA

SUPERVISOR: Marcelo Arcos Egred
ING. Y ARQ. NAVAL, CIVIL

TESIS

SOMETIDA COMO REQUERIMIENTO PARCIAL PARA OBTAR EL TITULO DE INGENIERO NAVAL. ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959

BIBLIOTECA

1.967

Generalidades de Diseño de Remolcadores.

Comparación de Formas y Eficiencias.

Aplicación para un Remolcador Costanero.

TESIS

APROBADA POR EL DEPARTAMENTO DE INGENIERIA NAVAL

DE LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

BIBLIOTECA

Firma del Autor: .....

Certificado: .....

MARCELO ARCOS EGRED,
Ing. y Arq. Naval, Ing. Civil

Aprobado: .....

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

(Art. Sexto del Reglamento de Examenes y Títulos Profesionales de la Escuela Politécnica del Litoral).

ROBERT TOLEDO MEDINA

Guayaquil, Mayo de 1.967.

A MIS PADRES :

Teniente Coronel Ht.
Gerardo Toledo Peñas y
Aída Echeverría Salas.

R. TOLEDO E.

BIBLIOTECA

GENERALIDADES DE DISEÑO DE REVOLUCIONES. COMPARACION DE FORMAS Y EFICIENCIAS. APLICACION PARA UN REVOLUCION CUADRADO.

por ENRIQUE G. SOLANO SCHUTZMEIER

TESIS SOMETIDA COMO REQUERIMIENTO PARCIAL PARA OBTAR EL TITULO DE INGENIERO NAVAL. - MAYO DE 1.962.

R E S U M E N .-

El trabajo desarrollado y presentado en esta tesis es en gran - parte de un caracter explicativo, puesto el autor, haciendo uso de la limitada cantidad de información que ha logrado disponer, ha recopilado en una forma general y ordenada los diferentes tratados - que, sobre diseño de revolucionres se han publicado hasta nuestros dias.

Es necesario resaltar que este trabajo demandó singulares esfuerzos, debido a que como lo manifiestan algunos de los pocos arquitectos navales que han realizado estudios sobre este capitulo, se tropiezan con una falta absoluta de bibliografia adecuada al respecto.

El diseño de revolucionres modernos, tanto americanos como europeos, presentado por el Arquitecto Naval griego D. Argyriadis, e - la Convención anual de 1.957 de la "The Society of Naval Architects and Marine Engineers", de los EE.UU. de N.A., ha servido como base y fundamento de esta tesis junto a la de otros profesionales de - diferentes nacionalidades que han efectuado trabajos similares.

Se presenta también, aunque en grado menor, diversas comparaciones de formas de vivir, y como consecuencia de esto, las mejoras - oficiales que ellos reportan a un ecuatoriano; lo mismo que diferentes opiniones y conclusiones, acerca del uso de la tabaca fort - en estas observaciones. Para desarrollar este estudio en una forma objetiva se hace una aplicación a un Ecuatoriano Costeño. Como tema adicional se analiza la situación de los revolucionarios en el Ecuador.

INDICE

Declaración expresa .

Dedicatoria .

Resumen .

Indice .

Lista de Figuras.

Lista de Tablas.

Simbología.

CAPITULO I

Introducción .-

Breve historia, función y descripción de los remolcadores. 1

Clasificación, requerimientos y servicios comunes. 2

CAPITULO II

Consideraciones de los diversos elementos y factores que intervienen en este diseño.-

Diseño de una embarcación, principios básicos y tipos de consideraciones. 9

Determinación de las características de forma de los remolcadores. 10

Estabilidad, Velocidad, Autonomía, Maniobrabilidad y Gobierno. 26

Líneas de Forma, notas de Diseño Estructural, Pesos y Distribuciones más comunes para remolcadores. 41

Fuerzas de Operación, Propulsión y Maquinaria Principal. 53

CAPITULO III

Comparación de formas y eficiencias y aplicación en la determinación de las características de Forma para un Remolcador Costanero.-

Comparación entre las Formas Convencionales e Hidrodinámicas, ventajas y efectos. 66

Remolcadores con y sin Tobera Kort, comparaciones y efectos. 72

Diseño básico en sus características de Forma para un propuesto Remolcador Costanero. 78

Diseño de la hélice para el remolcador propuesto. 100

CAPITULO IV

Conclusiones y observaciones.-

Ligero análisis de la situación de los remolcadores en el - Ecuador. 106

Conclusiones y observaciones. 109

Apéndice "A": Comparación entre remolcadores tipos Costaneros ingleses y americanos con el propuesto. 111

Apéndice "B": Relación entre el remolcador propuesto americano con un remolcador Costanero diseñado según la técnica americana. 112

Apéndice "C": Cuadro de los valores calculados para el diseño de la hélice. 114

Apéndice "D": Ajuste de la recta por el método de los mínimos cuadrados con un número impar de observaciones.- Aplicación a los remolcadores en el Ecuador para su extrapolación. 115

BIBLIOGRAFIA. 116

AGRADECIMIENTO.

LISTA DE FIGURAS

Fig. No. 1	Acciones generales de remolque	Pág. 4
Fig. No. 2	Curvas de Cr vs $Vk/\sqrt{L}$ para diferentes coeficientes prismáticos $\Delta/(0.01xL)^3 = 400$	" 16
Fig. No. 3	Relación entre los coeficientes $\hat{a}$ y $\hat{b}x$ para la fórmula de la masa de Simpson.	" 21
Fig. No. 4	Curvas de dimensiones de remolcadores para la técnica europea.	" 27
Fig. No. 5	Curvas de dimensiones de remolcadores para la técnica americana.	" 28
Fig. No. 6	Optimo diámetro de evolución de un remolcador.	" 40
Fig. No. 7	Líneas de formas de remolcador del tipo convencional, americano y europeo.	" 40
Fig. No. 8	Inclinación de la quilla a popa en relación con la línea base moldeada, en porcentaje de la eslora (LBP).	" 43
Fig. No. 9	Rendimiento de la hélice en el "bollard pull" de los remolcadores.	" 54
Fig. No.10	Plano del cuerpo para un remolcador con diseño hidrocónico (Chinas).	" 43
Fig. No.11	Comparación de remolcadores hidrocónicos con diseños convencionales americanos y europeos.	" 70
Fig. No.12	Comparación de dimensiones entre remolcadores hidrocónicos y convencionales americanos y europeos.	" 71
Fig. No.13	Hélice con sistema de propulsión tobera kort	" 74
Fig. No.14	Curvas real y estimada de los remolcadores en el Ecuador.	" 103

LISTA DE TABLAS

Tabla No. 1	Variación de dimensiones para los cuatro tipos de remolcadores europeos.	Pág. 24
Tabla No. 2	Proporciones de remolcadores. Técnicas europeas vs americanas.	" 25
Tabla No. 3	Valores de alturas metacéntricas de remolcadores.	" 30
Tabla No. 4	Provisiones para remolcadores. U.S. Navy.	" 37
Tabla No. 5	Areas para el diseño del tiro de remolcadores.	" 37
Tabla No. 6	Pesos promedios para remolcadores de tamaño mediano.	" 47
Tabla No. 7	Pesos del casco de remolcadores en porcentajes .	" 48
Tabla No. 8	Valores estimados de "bollard pull" para remolcadores.	" 56

SIMBOLOGIA

Am ..... Area de la sección media.

Apl ..... Area del plano lateral sumergido.

Ar. ..... Area del timón.

Au ..... Area del plano de agua.

B ..... Manga moldeada.

B ..... Centro de boyantón.

BHP ..... Potencia al freno.

BM ..... Radio metacéntrico transversal.

BM ..... Coeficiente para uso en la fórmula de manga de Simpson.

BML ..... Radio metacéntrico longitudinal.

D.T.E. ..... Razón de espesor del espa.

Dp ..... Constante de poder entregado a la hélice.

Cb ..... Coeficiente bloque o de finesa.

Cm ..... Coeficiente del área de la sección media.

Cp ..... Coeficiente prismático o longitudinal.

Cpv ..... Coeficiente prismático vertical.

Cr ..... Coeficiente de resistencia residual.

Cs ..... Coeficiente de superficie mojada.

Cw ..... Coeficiente del área del plano de agua.

D ..... Puntal moldeado.

D ..... Diámetro de la hélice.

DHP ..... Potencia entregada a la hélice al final del eje.

D.A.E. ..... Razón de área desarrollada.

d ..... Densidad.

e ..... Coeficiente de propulsión.

e_h ..... Eficiencia del casco.

e_{pe} ..... Eficiencia estimada de la hélice.

η_{pr} ..... Eficiencia real de la hélice.

η_{rr} ..... Eficiencia rotacional relativa.

η_t ..... Eficiencia de transmisión.

F ..... Francobordo.

f ..... Francobordo.

f ..... Constante de fricción de Froude.

G ..... Centro de gravedad del buque.

GM ..... Altura metacéntrica transversal.

GML ..... Altura metacéntrica longitudinal.

H ..... Calado moldeado.

h ..... Distancia vertical del centro de esfuerzo del tiron al tope de la bita de remolque.

I_T ..... Momento de inercia transversal del plano de agua.

IHP ..... Potencia indicada.

i ..... Coeficiente para la fórmula de la manga de Simpson.

K ..... Intersección de la línea base moldeada y la sección media; base para todas las distancias verticales.

KB ..... Distancia vertical desde K hasta el centro de boyantía.

KG ..... Distancia vertical desde K hasta el centro de gravedad.

KM ..... Distancia vertical desde K hasta el metacentro transversal.

KML ..... Distancia vertical desde K hasta el metacentro longitudinal.

L ..... Eslora del buque entre perpendiculares.

L.A.D. ..... Línea de agua de diseño.

LBP ..... Eslora entre perpendiculares.

LCB ..... Posición longitudinal del centro de boyantía de la sección media.

LCG ..... Posición longitudinal del centro de gravedad de la sección media.

LOA ..... Eslora total.

LWL ..... Línea de agua de carga o eslora a la línea de agua de carga.

M ..... Metacentro transversal.

ML ..... Metacentro longitudinal.

m ..... Coeficiente BM para uso en la fórmula de la manga de Simpson.

M.W.B. ..... Razón de ancho medio del agua.

MT1 ..... Momento para cambiar el asiento una pulgada.

N ..... Revoluciones por minuto útiles.

P ..... Potencia entregada a la hélice al final del eje.

P ..... Posición del LCB en porcentaje de la eslora.

PM ..... Peso muerto.

Rf ..... Resistencia friccional.

Rr ..... Resistencia residual.

Rt ..... Resistencia total.

Rtb ..... Resistencia total del buque a la velocidad de remolque.

Rtr ..... Resistencia total del remolcador a la velocidad de remolque.

Rtrb ..... Resistencia total del buque y remolcador a la velocidad de remolque.

RPM ..... Revoluciones por minuto.

S ..... Superficie mojada.

Sr ..... Coeficiente de retroceso real o de resbalamiento.

Sa ..... Coeficiente de retroceso aparente.

SHP ..... Potencia al eje.

SHPm ..... Potencia al eje mínima del remolcador.

SHPnm ..... Potencia al eje necesaria del remolcador.

T ..... Bollard Pull

Te ..... Coeficiente de empuje sobre coeficiente de torque.

Tr ..... Coeficiente de torque.

t ..... Coeficiente de reducción de empuje

t ..... Tiempo.

Vk ..... Velocidad de carrera libre.

Vr ..... Velocidad de remolque.

V' ..... Velocidad de avance.

Wb ..... Peso del lastre.

We ..... Peso de equipos especiales de la tripulación.

Wfo ..... Peso de combustible.

Wfw ..... Peso total de agua potable.

Wfwm ..... Peso de agua dulce de la maquinaria.

Wfwc ..... Peso de agua potable de consumo.

Wgmea ..... Peso de generador, motor, engranaje y auxiliares.

Who ..... Peso de accesorios del casco.

Whs ..... Peso del casco en hierro.

Wh ..... Peso del casco total.

Wj ..... Peso de madera, ensambles, accesorios.

Wmpd ..... Peso de la máquina Diesel principal.

Wmq ..... Peso total de la maquinaria.

Wlb ..... Peso total del lubricante.

Wou ..... Peso de grafitería, soldadura, equipos, herramientas.

Wsp ..... Peso de la superestructura.

Wt ..... Peso de la tripulación.

Wvc ..... Peso de vestidos y uso de cantina por la tripulación.

Wv ..... Peso total de víveres.

Wvr ..... Peso de víveres refrigerados.

Wvs ..... Peso de víveres secos.

Wvest ..... Peso total de vestidos, cantina, equipos especiales y tripulación.

w ..... Fracción de estela.

∇ ..... Volumen de desplazamiento o de carena.

Δ_s ..... Desplazamiento en agua salada.

Δ_T ..... Desplazamiento total.

Δ_L ..... Desplazamiento ligero.

B/H ..... Razón Manga-Calado.

L/B ..... Razón Eslora-Manga.

L/D ..... Razón Eslora-Puntal.

$\Delta/(0.01xL)^3$ Razón Desplazamiento-Eslora

$V/\sqrt{L}$ ..... Razón Velocidad-Eslora

Ω ..... Sección media.

C.E. ..... Consumo específico.

δ ..... Constante de retroceso.

NOTA: Números entre paréntesis rectangular se refieren a la bibliografía usada.

CAPITULO I

INTRODUCCION.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N.-

Breve historia, función y descripción de los remolcadores.

En esta edad de buques super-transportes y de buques de guerra equipados con cohetes teledirigidos, poco se escribe y se dice de una de las embarcaciones, que en determinadas maniobras prestan su ayuda a esos modernos colosos y que forman parte principal y obligatoria de cualquier flota auxiliar y de cualquier puerto del mundo.

Hasta antes de 1.840, el remolcar como hoy día se realiza con embarcaciones expresamente diseñadas para ese servicio, era prácticamente desconocido. El primer uso de un remolque a vapor, se lo realizó en el Canal Clyde, Inglaterra, en 1.802 cuando un remolcador equipado con máquinas de vapor diseñadas por W. Symington, remolcó en una distancia de 20 millas a dos barcazas en el tiempo de seis horas, a pesar de navegar con viento en contra. Los directores del Canal, sin embargo decidieron abandonar este método por considerar erróneamente que resultaba muy peligroso y propenso al varamiento de las embarcaciones en los bancos del Canal. [1].

Para poder conocer de una manera general, la función que desempeña un remolcador simplemente podemos partir del significado etimológico de su palabra, y así tenemos, que en locución latina equivalente a "remolcare" es derivada de la palabra griega "rhymul - kéin", formada a su vez de las raices: rhyma = cuerda y ulkeo = - tracción. Como consecuencia sabemos que un remolcador es una embarcación diseñada para halar por tracción, o sea, llevar a otra embarcación o cosa sobre el agua, tirando de ella por medio de un cabo

o cable, además de ejecutar diversas maniobras con diferentes tipos de buques, en los problemas de atraque, desatraque, entrada y salida de diques, salvatajes, etc., etc.

Los remolcadores son considerados como los obreros de las flotas mercantes y de guerra del mundo, y los servicios que de ellos esperan son muchos y variados. El incremento en número, tamaño y tonelaje de los buques, ha determinado naturalmente la necesidad de más asistentes para sus respectivos varamientos y desvaramientos de diques; también el progreso y adelanto de los puertos ha repercutido en el perfeccionamiento y demanda de remolcadores.

El remolcador a través del mar ha aumentado en una forma segura y firme desde el advenimiento de esta centuria, y se ha llegado a un máximo desarrollo en esta clase de operación durante la segunda guerra mundial, con la difusión de embarcaciones no autopropulsadas, tales como pequeños y grandes diques flotantes, grúas flotantes, barcazas de transporte de material y tropa, y de otros tipos similares de naves.

Un remolcador es una fuente de poder con una maniobrabilidad superior a buques similares en longitud pero de diferentes funciones. En cuanto a su forma y diseño, todos los remolcadores son iguales, y tan solo varían de tamaño de acuerdo a las necesidades de servicio que exija el armador.

Clasificación, requerimientos y servicios comunes .

El desarrollo de tipos particulares de remolcadores, para realizar diferentes servicios y las condiciones existentes en los puertos,

han dado como resultado una especialización de la Arquitectura e - Ingeniería Naval, el Diseño de Remolcadores.

Problemas de atracamiento de supertanqueros han demandado urgentemente el diseño de remolcadores de puerto capaces de tener un alto poder de remolque y una excepcional maniobrabilidad en baja velocidad. La proximidad de carga altamente inflamable, convierte también a estos remolcadores en verdaderos buques contra-incendios, - dispuestos a combatir rápidamente los fuegos que se presentaren.

La operación de los remolcadores en aguas tranquilas, no deja - tampoco de abarcar ciertos peligros, como evidentemente en algunas ocasiones ha ocurrido, con las consiguientes pérdidas de vida y material. El Peligro principal de un remolcador al estar remolcando - es el de ser arrastrado por el otro buque en una forma oblicua a la línea de remolque, con gran posibilidad de encabuzarse y zozobrar. Esta causa obliga a colocar el gancho de remolque lo más cerca de la sección media de la embarcación.

Las acciones más generales utilizadas de remolque son:

1) En Flecha.

2) En Punta.

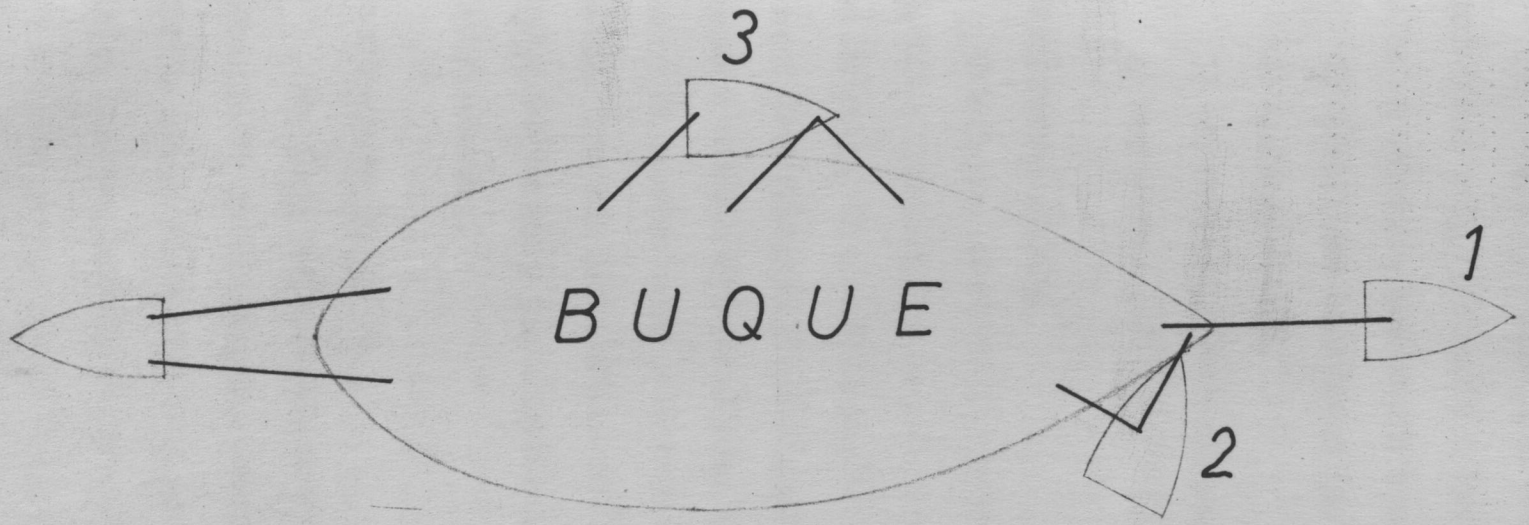
3) Abarloado. (Fig. 1)

En los remolques de alta mar se emplea siempre el método "En - Flecha". [3]

Por estos diversos motivos se puede clasificar a los remolcadores atendiendo a sus servicios de la siguiente manera:

a) Remolcador de Río o Pequeño de Bahía

b) Remolcador de Puerto.



Acciones Generales de Remolque

1 en flecha
2 en punta
3 abarloado

FIG. 1

c) Remolcador Costanero o Grande de Bahía.

d) Remolcador de Alta Mar. [1] [2]

Los básicos requerimientos para cada clase de los remolcadores enunciados aquí, de acuerdo a las condiciones y servicios que de ellos se demanden, pueden ser enumerados como los siguientes:

1) Estabilidad bajo todas las condiciones.

2) Maniobrabilidad.

3) Adecuado poder de remolque.

4) Resistencia del casco y accesorios.

a) Remolcadores de Río.

Existe una considerable variedad de remolcadores de este tipo, debido a las restricciones que imponen los servicios que de ellos se demandan. El calado es limitado para así poder maniobrar en - aguas congestionadas y poco profundas, remolcando barcazas y atravesando puentes de baja altura. El gancho de remolque está colocado en la sección media y la bita de proa lo más hacia adelante posible. Como los cabos usados son livianos, no es necesario molinete para defensas y pequeñas cornamusas en proa y a las bandas son indispensables.

b) Remolcadores de Puerto.

Esta clase de remolcadores está diseñada para poder evolucionar cómodamente en las dársenas interiores de los puertos, y con suficiente fuerza de máquina para maniobrar a los buques de máximo tonelaje. Los remolcadores de estos servicios también realizan trabajos en los estuarios, aun en las peores condiciones de tiempo que allí se presentaren. Su servicio normal es el de asistir a los buques -

en sus varamientos y desvaramientos y los atiende hasta el momento que desarrollan su autonomía. En estas maniobras no realizan trabajos de remolque sino de empuje, unos ayudando en la proa y otros - en la popa del buque, cuando es una nave de regular tamaño. La herramienta principal que usa en estos casos el remolcador es el gancho o bita de remolque, el cual necesariamente se encuentra rígidamente conectado a su propia estructura. Debe existir en el remolcador la más clara visibilidad atrás del puente de gobierno para de este modo tener el mando y control absoluto que requiere esta embarcación. Remolcadores de esta clase frecuentemente transportan obreros y en algunas ocasiones son usados como buques auxiliares de pasajeros.

c) Remolcadores Costaneros.

Los remolcadores de esta clase tienen en general un restringido radio de acción, pero son de un poder considerable. Ellos poseen - frecuentemente un castillo y un buen arrufo en proa. El servicio - costanero generalmente se encuentra con aguas peligrosas, y en consecuencia su área de trabajo en la cubierta de popa es amplia y bien distribuída, lo que hace a su vez colocar un número mayor de imbornales alrededor de la misma. La acomodación es muy adecuada y en esta embarcación es necesario que el comedor y el entrepuente sean accesibles interiormente a la cocina y puente de gobierno, para no exponer en ambos casos a la tripulación al circular sobre cubierta. El puente de gobierno es cerrado y bien ubicado para que posea una clara visibilidad adelante y atrás, lo que prácticamente le da seguridad en su operación. Mantiene una gran capacidad de agua dulce y espaciosos pañoles de combustible debido a que estos buques -

muchas veces tienen que guarecerse del mal tiempo, y como consecuencia de ello el consumo de víveres es bien elevado. Los remolcadores Costaneros pueden ser llamados para ejecutar servicios de salvataje, en vista de su buena velocidad de carrera libre o sin remolque y su equipamiento excelente de mangueras y bombas contra-incendio.

d) Remolcadores de Alta Mar.

Las consideraciones básicas en estos remolcadores son: Poder, - cualidades de navegación en alta mar, radio de acción y desplazamiento. Las dimensiones no son normalmente restringidas, pero su eslora es más o menos superior a los 125 pies. Un calado profundo es necesario desde todo punto de vista para hacer que la hélice posea un mayor efecto. El remolcador de Alta Mar en cualquier servicio normal que efectúe está capacitado para permanecer largos periodos de tiempo en el Oceano. Su radio de acción depende de su velocidad de remolque, consumo y capacidad de combustible; cuando se conoce que la cantidad de combustible a consumirse es de un porcentaje elevado, - entonces es necesario en el diseño efectuar arreglos especiales en los tanques de lastre para compensar las pérdidas de peso adquiridas. Los remolcadores de Alta Mar normalmente tienen un castillo que cubren la maquinaria de cubierta y facilita a la tripulación seguridad de las posibles inclemencias del tiempo.

La acomodación es completamente adecuada, externa e independiente, con paneles muy bien provistos. Las condiciones de remolque en este servicio son diferentes a las actividades de los otros remolcadores. En un mar con mal tiempo un cabo de remolque bien largo - es esencial por cuanto puede ocurrir la ruptura del mismo, debido a las variaciones de velocidades del remolcador y del buque que

está siendo remolcado, producidas éstas por las condiciones de - tiempo imperantes. Todos los Remolcadores de Alta Mar llevan un considerable equipo de salvataje, bombas contra-incendio, extinguidores, mangueras, radios transmisores-receptores, etc. así cg no luces de agua y reflectores. El Remolcador de Alta Mar con su forma gigantesca y redondeada del casco y con su gran potencia es sin embargo un buque completamente maniobrable.

Dos tipos de remolcadores de Alta Mar posee la marina de guerra de norteamérica, estos son: Los Remolcadores Auxiliares y los Remolcadores de Flota. [14]

Los Remolcadores de Flota poseen dimensiones promedias entre - los 200 pies de eslora y 39 pies de manga, están equipados con máquinas diesel eléctricas, capaces de producir una potencia de 3.000 SHP. Su tripulación es superior a los sesenta hombres. Son excelgg tes para todo trabajo y especialmente diseñados para navegación - transoceánica, operaciones de salvataje y contra-incendio. Su gran radio de acción les implica una mayor capacidad de operación.

Las dimensiones promedias de los Auxiliares varían entre los - 143 pies de eslora y los 34 pies de manga, con un poder igual a la mitad del otro tipo mencionado, con una tripulación superior a los 35 hombres. Son productos de la segunda guerra mundial y también - son capaces de remolcar cruzando los mares; llevan menos equipos - contra-incendio y de salvataje que los remolcadores de Flota.

C A P I T U L O II

CONSIDERACIONES DE LOS DIVERSOS EQUIPOS

Y FACTORES QUE INTERVIENEN EN ESTE DISEÑO.

CAPITULO II

CONSIDERACIONES DE LOS DIVERSOS ELEMENTOS Y FACTORES QUE INTERVIENEN EN ESTE DISEÑO .-

Diseño de una embarcación, principios básicos y tipos de embarcaciones.

El diseño de una embarcación constituye un proceso complejo, - que consiste inicialmente en un diseño básico o preliminar que determina las características del buque en una forma capaz de desarrollar las operaciones específicas que le fueron señaladas o encomendadas, y luego de realizado lo anteriormente enunciado, se diseña el diseño final y el contrato respectivo para la construcción por parte de los Constructores y Astilleros, los que se regirán de acuerdo a las informaciones proporcionadas por el Diseñador.

En razón a lo expuesto arriba, se le puede sintetizar con las respuestas que se darían a estas tres preguntas:

a) Qué es lo que va a ser diseñado?.

b) Quién lo va a diseñar?.

c) Cómo se lo va a efectuar?. [8]

En el diseño de un buque nos encontramos que al querer mejorar en eficiencia o necesitar de una calidad, tenemos obligatoriamente que sacrificar o comprometer a otra. Por lo tanto el diseñador debe tener en cuenta ciertos principios básicos que le van a auxiliar y servir como guía. Estos principios son:

a) Satisfacer a todos los requerimientos solicitados por el armador de acuerdo a su capacidad económica.

b) El buque debe estar de acuerdo en todos o en casi todos los -

requerimientos legales.

c) Los espacios y la localización de sus facilidades deben estar adecuados a las funciones que va a desempeñar.

d) Eficiencia del buque en todos sus efectos debidos a las decisiones técnicas requeridas.

e) Evitar pesos no esenciales o espacios vacíos.

f) Consideración de los costos iniciales y de operación.

g) La distribución apropiada del espacio adecuado para seguridad y comodidad de la tripulación y para dar una mejor eficiencia al buque. [8]

En conjunto, todo esto puede reducirse a dos tipos generales de consideraciones relacionadas con el diseño de una embarcación y que no deben jamás subestimarse, los mismos que son: la consideración - técnica y la consideración legal. La primera se deduce que es el - fruto de las constantes experiencias efectuadas; y la segunda, de las reglamentaciones y tratados que deben regular a las embarcaciones según su zona de operación y función.

Determinación de las características de forma de los remolcadores.

Como paso previo a este punto, es necesario manifestar que el diseño de remolcadores es un tema que ha sido casi completamente - desatendido por la mayoría de los arquitectos navales, con algunas excepciones, que son las mismas que han contribuido en gran parte con sus notas para el desarrollo de este trabajo.

Las diferentes clases de remolcadores ya señaladas en el Capítulo I, pueden ser tratadas simultáneamente, puesto que aparte de

sus dimensiones físicas, hay muy pocas diferencias fundamentales entre ellos.

En general el diseñador de un remolcador está limitado en la selección de las principales dimensiones, por las especificaciones proporcionadas por el Armador, en todo a cuanto se relaciona a poder, máximo calado permisible, velocidad de carrera libre, aunque tiene parte y relación con los aspectos prácticos de estabilidad, limitación de la eslora en conexión con la maniobrabilidad, tamaño del Departamento de Máquinas, dimensiones de las hélices y en la forma del casco.

Se da el caso de que el Diseñador no puede seleccionar la más eficiente eslora para un poder ventajoso o para obtener mejores características de resistencia, porque debe hacer otras consideraciones de mayor importancia.

Un remolcador es esencialmente una fuente de poder flotante, con gran facilidad de evolución o la cualidad que permite a una embarcación virar rápidamente en un espacio pequeño. [6], y con su misión que anteriormente se ha supuesto de ayudar a otros barcos, de maniobrar con ellos en áreas restringidas o de remolcarlos a sus respectivos destinos. De acuerdo a esto la mayoría de su poder es absorvido por la línea o cabo de remolque y tan sólo un pequeño porcentaje es usado para la propulción de él mismo. Con la excepción de los remolcadores de Alta Mar y algunos remolcadores costaneros se puede decir con seguridad, que la resistencia que un remolcador encuentra cuando está remolcando es sólo una parte pequeña del total de tracción ejercida; aun con las ligeras influencias

que sobre la velocidad de remolque pueden ejercer las caracterís-
cas de forma del casco.

La condición sin remolque en estas embarcaciones permite una al-
ta razón de velocidad-eslora debido a su gran poder útil. Como gen-
ralmente el armador especifica la velocidad de carrera libre a ser
conseguida, el diseñador debe dar especial interés en la selección
del coeficiente prismático, posición longitudinal del centro de bo-
yantez, finezas del cuerpo atrás y adelante en vistas a obtener una
mejor forma posible del casco. El franco-bordo en proa con frecuen-
cia limita la velocidad de carrera libre, más también debe ser con-
siderado.

El problema principal del diseñador después de obtener las ca-
racterísticas preliminares de forma de un remolcador, es la de equi-
parle con una hélice que proporcione la máxima tracción posible al -
cable a una velocidad óptima de remolque, al mismo tiempo que permi-
ta a la embarcación su velocidad de carrera libre deseada.

Finalmente debe darse una cuidadosa y especial atención al sis-
tema de Control de la Máquina Principal (Adelante, atrás, acelera-
ción, desaceleración, parada, arranque.), puesto que de la maniobra-
bilidad depende completamente el éxito del remolcador de cualquier
tamaño que fuese, ya que ello se relaciona exclusivamente con el -
funcionamiento y obediencia de la máquina a las órdenes dictadas des-
de el puesto de mando.

Las dimensiones para un remolcador, tales como: Eslora, manga, -
puntal, etc. y las relaciones entre ellas y con las velocidades de

remolque y carrera libre, así como también los valores de los diferentes coeficientes de formas se indican a continuación:

Coeficientes de Forma.

Coeficiente Bloque (Cb).- Es una medida del estado lleno de la forma de una embarcación, y es la razón que existe entre el volúmen de desplazamiento a una línea de agua dada, y el volúmen de un sólido circunscrito de sección rectangular constante que tiene de dimensiones la eslora, manga y calado del buque. [4]

$$Cb = \frac{\nabla}{L.B.H.}$$

El Coeficiente Bloque de un remolcador comparado con el coeficiente prismático es usualmente más bajo que el otro. Los valores de Coeficiente Bloque varían entre 0.45 y 0.55. [2], otros diseñadores indican como guía a obtener una estimación preliminar del Coeficiente Bloque la siguiente expresión:

$$Cb = 1.08 - V_s/2\sqrt{L}$$

Esta fórmula fue presentada por el arquitecto naval A. B. TAYLOR y ha dado excelentes resultados tanto a las técnicas europeas como a las americanas de remolcadores. Señala también H. [illegible] el número de 0.50 como el valor de Coeficiente Bloque mínimo que debe tener un remolcador. [1]

Coeficiente Prismático (Cp).- La relación que existe entre volúmen de desplazamiento del buque con el volúmen de un sólido circunscrito que tiene un área constante igual a la sección media sumergida del buque y una longitud igual a la eslora entre perpendiculares, es lo que se conoce como coeficiente Prismático o longitudinal. El Cp es la medida de la distribución longitudinal de desplazamiento de una embarcación. [4]

$$Cp = \frac{\nabla}{Am \cdot L}$$

Como ya se ha mencionado anteriormente el caballaje efectivo de un remolcador a velocidades de remolque es muy pequeño comparado con el total ejercido sobre el cable de remolque, y el diseñador por lo tanto debe dar especial interés a la selección del coeficiente prismático para obtener de esta manera un empuje - disponible lo máximo posible para remolque, al igual que satisfacer a los requerimientos del armador considerando la velocidad de carrera libre o sin remolque por él solicitada.

El empuje es la fuerza capaz de romper la resistencia del agua y de las olas formadas debido al movimiento del buque, y éste relacionado con todas las dimensiones de la embarcación, pero en especial con la velocidad, la eslora, el desplazamiento, el Coeficiente Prismático y las resistencias friccionales y residuales.

Para comprender mejor la importancia del Coeficiente Prismático se puede analizar las curvas de áreas seccionales de las principales líneas de formas de las Series Standard de Taylor, y se - observa que un Coeficiente Prismático mayor que 0.86 implica una forma necesariamente similar a un cajón y en cambio un Cp menor que 0.48 inevitablemente produce un cangrejado cuerpo medio de - una finesa extrema a proa y popa. [5 Vol. II]

Luego de gráficos de resistencias totales, friccionales y residuales versus incrementos de razones de Velocidad-Eslora a diferentes Cp y razones de desplazamiento-eslora con una relación - constante de Manga-Calado para la clasificación de buques - -

anteriores se tienen las siguientes conclusiones generales:

a) Es una ventaja tener una alta razón de desplazamiento-eslora - porque disminuye la resistencia.

b) Es una desventaja el valor alto de un Coeficiente Prismático - porque ayuda a aumentar la resistencia. Y como corolario,

c) El Coeficiente Prismático es sobre todo el más importante de es tas dos variables. [5]

En el diseño de remolcadores contrariamente a lo que se creía y a la práctica mencionada arriba efectuada por muchos diseñadores, - se manifiesta una particularidad señalada sobre este tema. Para demostrar lo anteriormente expuesto se ha estimado conveniente tomar uno de los gráficos de Coeficientes de Resistencias Residuales versus Razones de Velocidad-Eslora para diferentes Coeficientes Prismáticos con una razón constante de Desplazamiento-Eslora de los presentados por D. Argyriadis, el mismo que a su vez los efectuó a base de los datos proporcionados por el Arquitecto Naval C. D. Roach en su - trabajo intitulado "Modern Tug Design". [2]

Las curvas están graficadas para razones de desplazamiento-eslora en valores que fluctúan entre 200 y 450, en incrementos de 50; - para el ejemplo me he servido de la razón Desplazamiento-Eslora con un valor de 400 (Fig. 2).

De estos estudios se concluye que los mejores valores de coeficientes prismáticos varían entre 0.57 y 0.67, ya que la mayoría de los remolcadores poseen una razón de Velocidad-Eslora de 1.10 a 1.40 en condición de carrera libre y de 0.60 a 0.70 en condición de remolque.

FIG. 2

DISEÑO DE REMOLCADORES MODERNOS

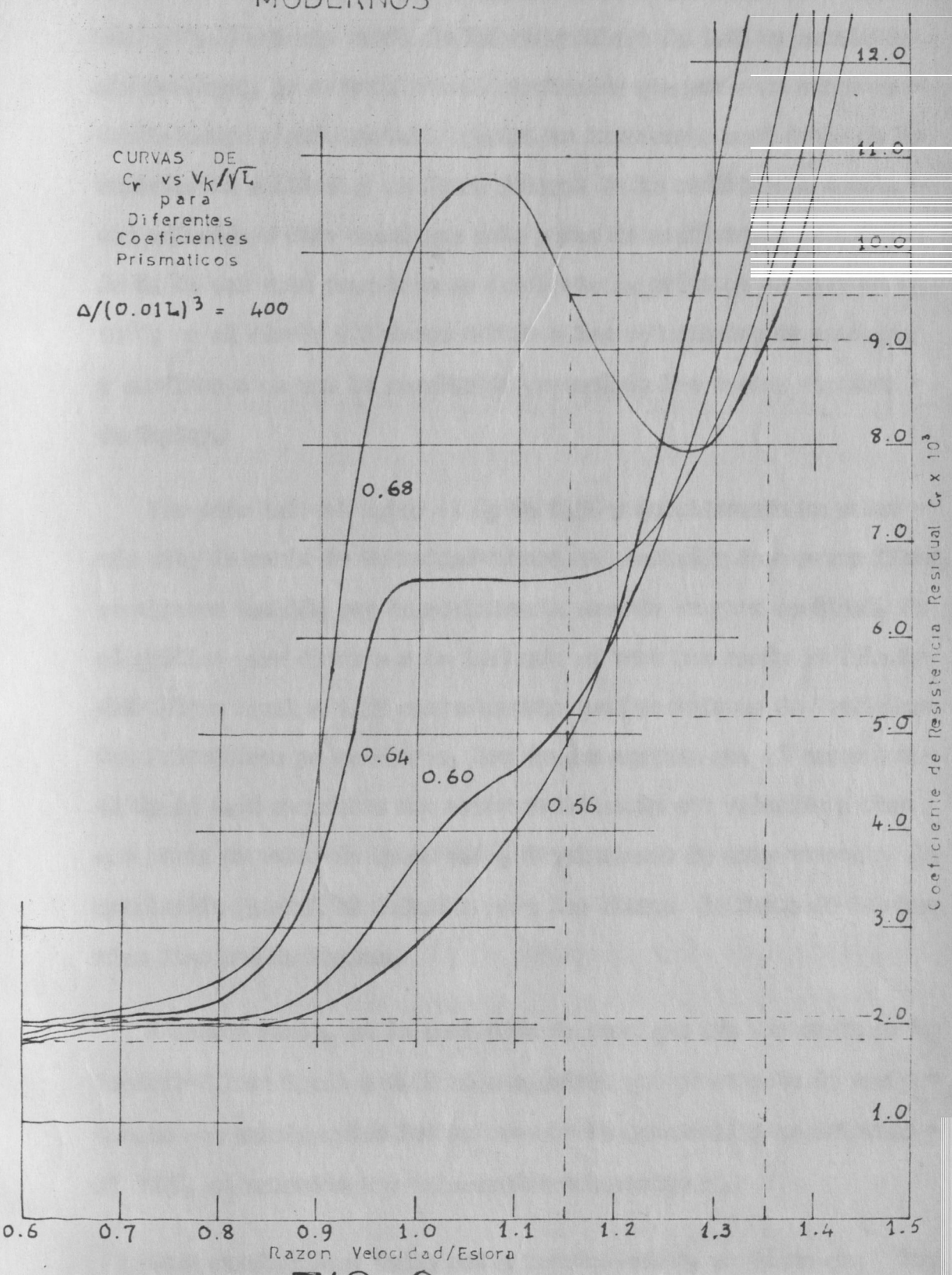


FIG. 2

Por lo tanto al considerar en primer lugar en esa figura a las curvas correspondientes a los Coeficientes Prismáticos de valores 0.60 y 0.66 con una razón de Velocidad-Eslora de 1.15 en condición sin remolque, se observa que el remolcador que posee un casco de - Coeficiente Prismático 0.66 muestra un incremento casi doble de la resistencia residual y en forma general de la resistencia total, - con relación a otro casco que solo posee un coeficiente prismático de 0.60; con este resultado se desmiente la práctica de usar un alto Cp en el diseño del casco debido a las velocidades de remolque y confirma a su vez la conclusión general de las Series Standard - de Taylor.

Por otro lado al bajar el Cp de 0.56 y considerando un valor - más alto de razón de Velocidad-Eslora en condición de carrera libre, se observa también que la resistencia aumenta en gran cantidad. En el gráfico para demostrar lo indicado se toma una razón de Velocidad-Eslora igual a 1.35 conjuntamente con los valores de Coeficientes Prismáticos ya señalados, los cuales enseñan que el casco con - el Cp de 0.60 encuentra una mayor resistencia con relación a otro que posee un valor de Cp de 0.66, desmintiendo de esta manera a la conclusión general b) deducida para las líneas de forma de las Series Standard de Taylor.

Mientras tanto, en la condición de remolque con una razón de Velocidad-Eslora igual a 0.60 se encuentra, que el aumento de resistencia que existe entre los valores de Cp mencionados es inferior - al 10 %, al relacionarse estas resistencias entre sí.

Como conclusión a todos estos razonamientos, se tiene que los

más apropiados coeficientes prismáticos para remolcadores, varían entre los valores de 0.57 a 0.60, y a su vez el mejor valor para la razón de Velocidad-Eslora para la condición sin remolque es el de - 1.19. Todo esto contribuye a reducir cualquier anormalidad de alta resistencia que la mayoría de las embarcaciones de este tipo presentan en la condición de carrera libre, al mismo tiempo que ayuda a - obtener una razonable baja resistencia cuando el remolcador está desempeñando su actividad.

Coeficiente del Area de la Sección Media (Cm).- La razón del - área sumergida de la sección media del buque, al área que circunscribe un rectángulo que tiene un ancho igual a la manga moldeada y una altura igual al calado de ese buque es lo que se conoce como Coeficiente de la Sección Media. [4]

$$Cm = \frac{Am}{B.H.}$$

De acuerdo a las relaciones existentes entre los Coeficientes - de formas se conoce que:

$$Cm = \frac{Cb}{Cp}$$

Luego los correspondientes valores para Cm varían entre 0.75 a 0.85, siendo el más conveniente el valor de 0.80 [2] . Los europeos consideran 0.85 como un excelente valor y D. S. Simpson - está de acuerdo con un valor para un Cm preliminar de 0.75. [1]

Coeficiente del Area del Plano de Agua (Cw).- El Coeficiente de Plano de Agua, es la razón que existe entre el área del plano - de agua a una línea de agua, al área que circunscribe un rectángulo que tiene de longitud la eslora entre perpendiculares y de

ancho la manga moldeada. [4]

$$Cw = \frac{A_w}{L.B.}$$

Este coeficiente también puede ser estimado a base de las relaciones que entre los coeficientes de forma existen, pero se lo considera que es aproximadamente igual a:

$$Cw = Cb + 0.2$$

Fórmula que está en función del Coeficiente Bloque. [1]

Eslora entre perpendiculares, (LBP).-

La eslora es frecuentemente restringida debido a los requerimientos del servicio y consecuentemente una eslora máxima es algunas veces especificada. Una primera aproximación de la eslora en función de la potencia al freno (BHP), que se desea obtener está dada por la expresión de R. Munro-Smith que dice: [1]

$$L.B.P. = 45 + (2.5 \; BHP - 300)^{\frac{1}{3}}$$

Manga (B).- Para una primera aproximación de una manga requerida para remolcadores que contribuya a la vez a obtener un valor específico de altura metacéntrica (GM), se presenta la fórmula del Almirante Simpson que expresa:

$$B = \left\{ \left[\frac{\overline{BM}}{K} - K \left(\frac{2Cw - 2Cb}{6Cw} \right) \right] \frac{H}{n} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

El significado de los elementos literales se encuentran en la simbología de este tratado. En cuanto a n es el coeficiente BM, que aproximadamente para este tipo de embarcaciones tiene un valor de 0.09. El valor de n se lo obtiene de la relación n = i/Cb, a donde i es el coeficiente para la fórmula de la manga de Simpson y se la obtiene de la curva Coeficiente i versus Coeficiente

del Plano de Agua Cw, la misma que se enseña en la Fig. 3 (Pág. 21)

El Arquitecto Naval R. Taggart manifiesta que la anterior fórmula para una manga requerida es complicada y muy extensa y consecuentemente presenta algunas variaciones de ella, pero en una forma más sencilla y simple, las mismas que son:

a) Si en la fórmula enunciada anteriormente se reemplaza los valores de coeficiente bloque y de plano de agua de la manera siguiente:

$$Cb = \frac{V}{L.B.H.} \qquad Cw = \frac{Aw}{L.B.}$$

Luego, al relacionarlas entre sí:

$$\frac{Cb}{Cw} = \frac{V}{H.Aw.}$$

Se obtiene que:

$$B = \left[\left(\overline{KM} - \frac{2H}{6} + \frac{V}{3\,Aw.}\right)\frac{H}{n}\right]^{\frac{1}{2}}$$

b) Si se considera ahora la fórmula deducida por S.M. Merrish y presentada al "Instituto de Arquitectos Navales" en 1.892, para una aproximación de la distancia del centro de boyantés (B), debajo de la línea de agua (LWL), la misma que está expresada en la siguiente forma:

Distancia en pies de B debajo de LWL = $1/3\left(\frac{H}{2} + \frac{V}{Aw}\right)$

y luego transformada en una altura del centro de boyantés arriba de la quilla ($\overline{KM}$), como se lo realiza en la referencia 5, Vol. I, se tiene que:

$$\overline{KM} = \frac{2H}{6} - \frac{V}{3\,Aw}$$

sustituyendo este valor en la fórmula deducida en a) se obtiene que:

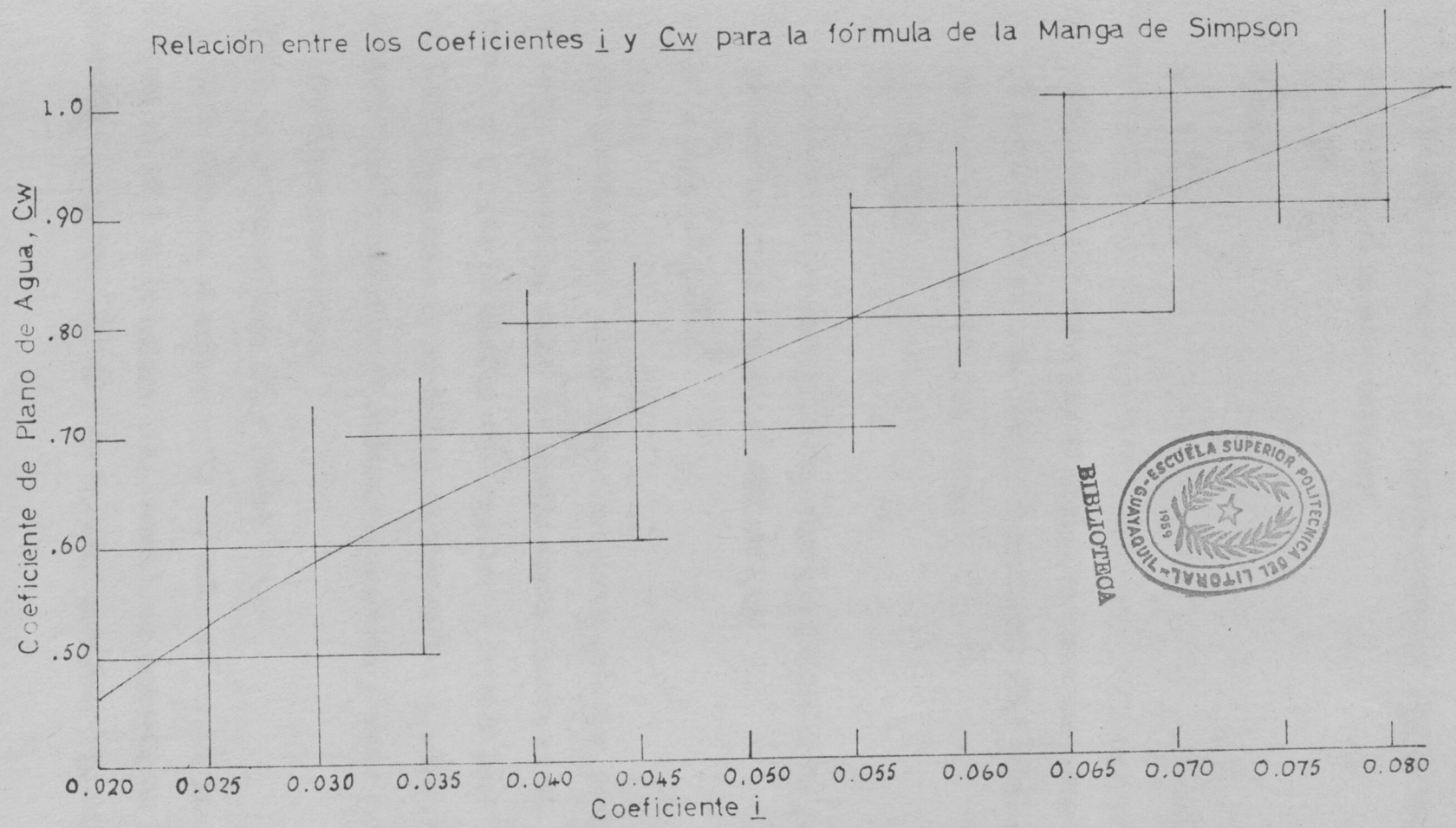


FIG. 3

BIBLIOTECA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959

$$B = \left[(\overline{KM} - \overline{KB}) \frac{H}{n} \right]^{\frac{1}{2}}$$

c) La fórmula anterior de b) todavía puede ser simplificada en su expresión, si se considera que:

$\overline{BM} = \overline{KM} - \overline{KB}$

luego,

$$B = \left(\frac{\overline{BM} \cdot H}{n} \right)^{\frac{1}{2}}$$

d) Además como se conoce que el radio metacéntrico transversal ($\overline{BM}$) es igual al Momento de Inercia Transversal (I_t) sobre el volúmen de desplazamiento (∇), se tiene:

$$\overline{BM} = \frac{I_t}{\nabla}$$

Considerando que para n es un valor que generalmente para remolcadores es igual a 0.09, se obtiene que:

$$B = 10/3 \left(\frac{H \cdot I_t}{\nabla} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Aun cuando todas estas fórmulas sirven para una aproximación de una manga requerida, deben ser usadas especialmente si el diseñador se va a regir por la técnica europea, aunque también para la práctica americana le resulta conveniente, esto se debe a que los remolcadores europeos poseén una superestructura más pequeña y menor potencia que sus similares americanos.

Calado (H).- Francobordo (F).- Puntal (D).-

Según Simpson, el calado medio (H) debe ser de una longitud cerca o igual al 10 % de la eslora (L). En cuanto al francobordo (F) su valor mínimo debe ser igual al 10 % de la manga moldeada (B), tal como lo -

señala Munro-Smith [1] .

En general el Francobordo de un pequeño remolcador es aproximadamente de 2', en tanto que el francobordo para un remolcador de Puerto o Costanero está cerca del valor de los 3', y por último un remolcador de Alta Mar alcanza un valor de francobordo igual o cerca los 4 ó 5' y a veces hasta los 6'. Una relación útil entre el francobordo y el ángulo de estabilidad de un remolcador lo determinan los grados que forman dicho ángulo al momento en que el borde de la cubierta se sumerge, teniendo como condición a la embarcación completamente cargada. El ángulo que se debe formar debe variar entre los 7 a 9 grados, si por un acaso está por debajo del valor crítico de los 7 grados el francobordo debe ser incrementado.

El Puntal (D) en el costado es el resultado de la adición del calado con el francobordo.

Razones de B/H, L/B, L/D, $\Delta/(0.01 \cdot L)^3$.-

La razón Manga-Calado (B/H), se encuentra cerca de la región del valor de 2.5 [1] , aunque Simpson señala una variación entre los valores de 3.75 a 4.75.

La razón Eslora-Manga (L/B), varía entre 3.30 y 5, y la razón Eslora-Puntal (L/D) varía entre los valores de 7.2 a 10.

También es interesante anotar que este tipo de embarcaciones la razón Desplazamiento-Eslora $(\Delta/0.01 * L)^3$ varía entre los valores de 200 a 450 [2] , aunque otros diseñadores proponen los valores de 250 a 400 [1] .

TABLA 1

CLASES	DIMENSIONES				BHP	Velocidad sin Remolque (nudos)	Máximo Static Pull (tons.)	Número de Hélices	L/B	L/D	B/H
	Eslora L.B.P.	Manga B	Puntal D	Calado Medio H							
Rio	54-0	16-0	6-0	4-6	340	8,5	4	1	3,37	9,00	3,55
Rio	69-0	18-6	8-9	6-9	415	10	5,5	1	3,73	7,88	2,74
Rio	75-0	20-0	9-0	7-6	500	10,5	8,75	2	3,75	8,33	2,67
Rio	55-0	13-0	7-7	5-8	140	6,5	1,9	1	4,73	7,26	2,30
Puerto	66-0	18-3	9-0	7-0	330	9	4	1	3,62	7,33	2,61
Puerto	86-0	23-0	11-6	9-0	740	10,5	9	2	3,74	7,48	2,56
Puerto	70-0	16-0	8-0	5-7	337	8,5	3,25	1	4,38	7,93	2,87
Puerto	96-0	27-0	13-0	10-3	1.260	12,5	20	1	3,36	7,37	2,64
Costanero	65-0	18-6	8-0	6-9	600	11	7	2	3,62	8,13	2,74
Costanero	93-0	25-9	11-9	9-9	1.320	10,75	19	2	3,61	7,92	2,64
Costanero	100-0	25-6	12-8	10-3	1.400	12,75	16,25	1	3,92	7,91	2,49
Costanero	109-9	28-0	13-9	11-9	1.650	12	25	1	3,92	7,98	2,38
Alta Mar	197-0	39-0	19-0	14-3	3.150	15,5	--	1	5,06	10,35	2,73

TABLA 2

PROPORCIONES DE REMOLCADORES – TECNICAS EUROPEAS vs. AMERICANAS

EUROPEOS SEGUN A. CALDWELL					AMERICANOS SEGUN D. ARGYRIADIS			
Alta Mar	Costanero	Puerto	Rio		Alta Mar	Costanero	Puerto	Rio
1.04	1.04	1.20	1.15	V/√L (libre)	1.20	1.25	1.30	No existen
4.75	4.25	3.75	4.00	L/B	4.10	3.70	3.30	Representantes Americanos de este Diseño. Actualmente los pequeños remolcadores de Puerto son similares a los Europeos de Rio
0.85	0.90	0.80	0.85	KG/D⊠	0.89	0.91	0.88	
0.56	0.55	0.52	0.47	Cb	0.52	0.48	0.50	
0.85	0.85	0.85	0.90	Cm	0.80	0.80	0.78	
0.66	0.65	0.61	0.52	Cp	0.65	0.66	0.64	
0.70	0.75	0.71	0.70	Cw	0.74	0.75	0.74	
0.09	0.09	0.09	0.095	m*	0.091	0.091	0.092	
9.5	8.5	8.0	7.5	L/D	8.4	7.2	7.8	
—	—	—	—	GM, ligero	1.70	3.30	2.0	
5.75	5.75	5.75	5.0	Arrufo pr. (%de L)	2.5	3.9	3.6	
1.5	1.35	1.25	1.0	Arrufo po. (%de L)	1.2	1.2	1.1	
2.5	2.5	2.5	2.5	B/H	2.2	2.2	2.9	
250	380	310	320	Δ/(001L)³	320	400	400	
1000 para arriba	600 a 1000	300 a 600	300 mas o menos	SHP (aprox.)	1500 a 3000	1200 a 1800	300 a 900	

m* es el coeficiente BM para uso en la fórmula de la Manga de Simpson

Estas razones así como también las dimensiones de algunos de los cuatro tipos de remolcadores, con sus potencias, velocidades de carrera libre, máximos "static pulls" y número de hélices son señalados en la Tabla No.1, Pág. 24. En la Tabla No.2 (Pág. 25), encontramos las proporciones y valores recomendados por A. Caldwell en su estudio intitulado "Tower Tug Design", para la técnica europea de remolcadores, en relación con los valores de las diferentes clases de remolcadores que se rigen por la técnica americana propuesta por P. Argyriadis.

Algunos arquitectos navales proporcionan figuras con las cuales ayudan al diseñador de estas embarcaciones en sus primeras etapas de trabajo, es así que dos de ellas (Figs. 4 y 5) son presentadas en este trabajo, por cuanto ellas resumen en definitiva las dos técnicas que hoy en día se llevan a la práctica y también por ser las figuras que mejor cumplen su cometido. Tanto las curvas de Munro-Smith (Fig. 4, Pág.27) para remolcadores europeos, como las curvas de Argyriadis para remolcadores americanos (Fig.5, Pág.28), ayudan al diseñador a dimensionar cualquier remolcador propuesto, conociendo o tomando como base una de las variables.

Estabilidad, Velocidad, Autonomía, Maniobrabilidad y Gobierno .-

Estabilidad.- La estabilidad bajo todas las condiciones que se presenten, significa un factor muy importante entre los básicos requerimientos que los remolcadores deben poseer. El diseñador tiene completa relación y responsabilidad con este punto, por ser un asunto de primordial importancia.

La estabilidad puede ser definida por los criterios estáticos o

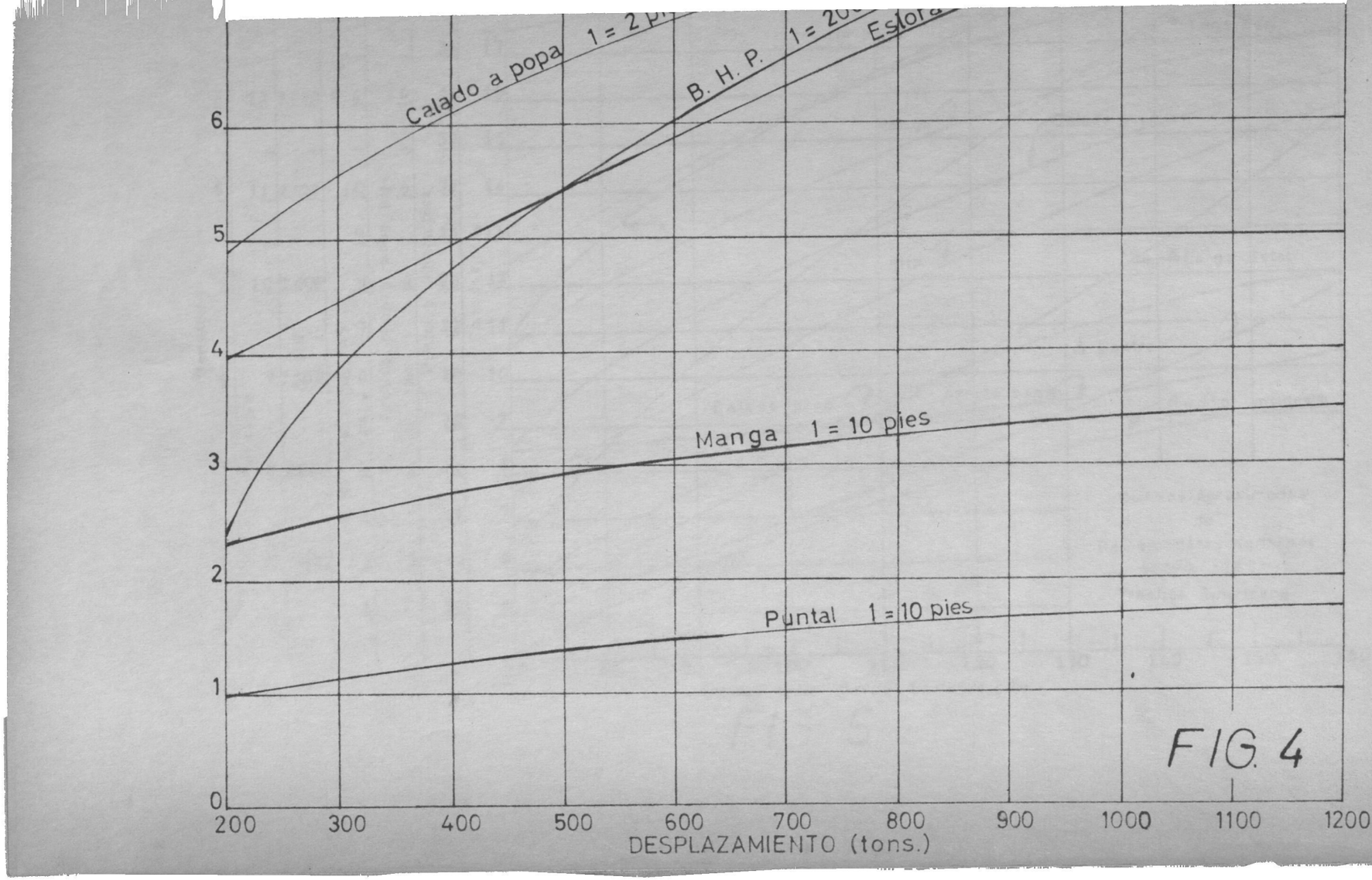

Calado a popa 1 = 2 pi
B. H. P. 1 = 20
Estora
Manga 1 = 10 pies
Puntal 1 = 10 pies
0
1
2
3
4
5
6
200
300
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
DESPLAZAMIENTO (tons.)

FIG. 4

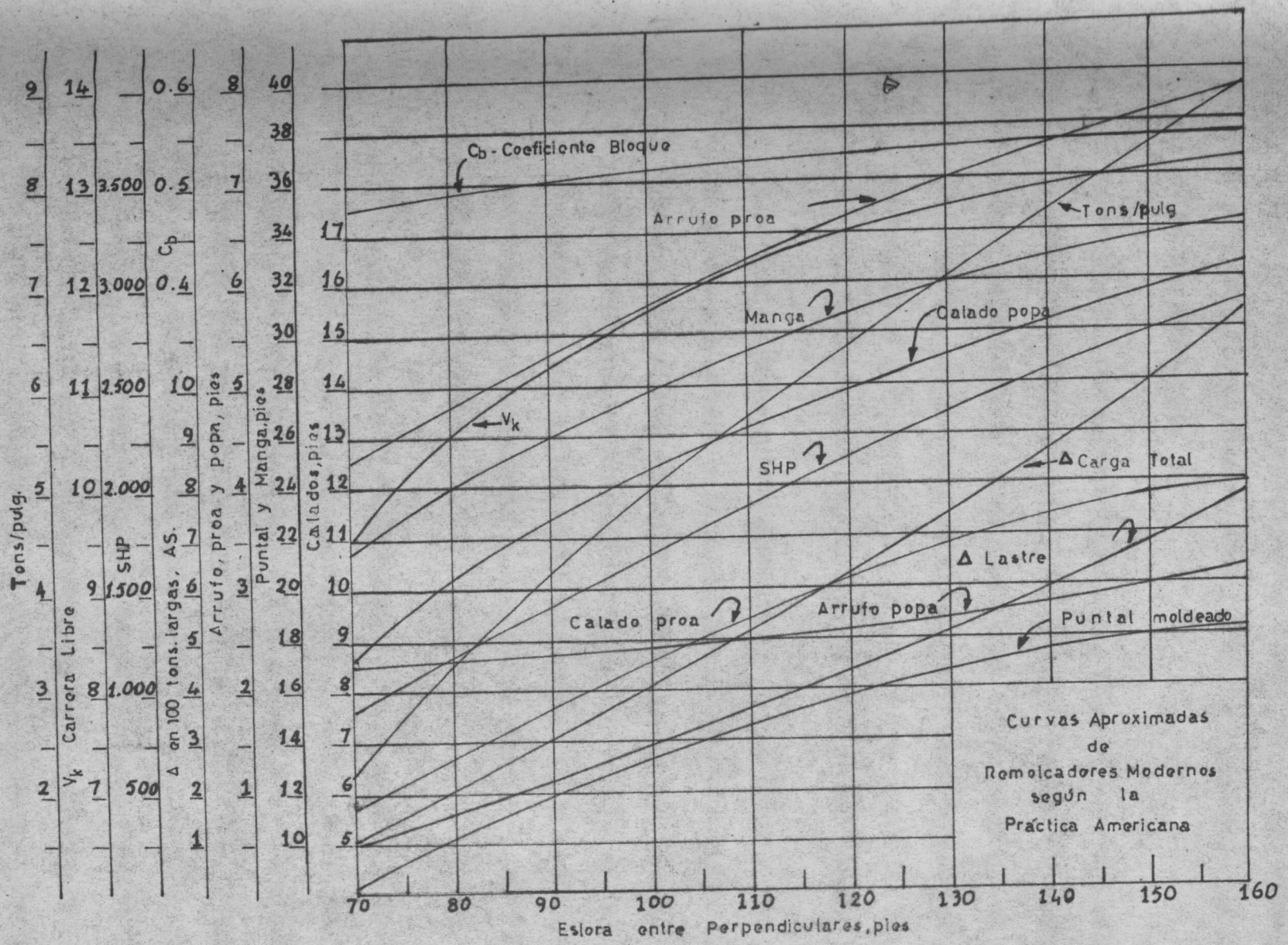

Tons/pulg.
Carrera Libre
V_k
SHP
Δ en 100 tons. largas, AS.
C_b
Arrufo, proa y popa, pies
Puntal y Manga, pies
Calados, pies
C_b - Coeficiente Bloque
Arrufo proa
Tons/pulg
Manga
Calado popa
V_k
SHP
Δ Carga Total
Δ Lastre
Calado proa
Arrufo popa
Puntal moldeado
Curvas Aproximadas de Remolcadores Modernos según la Práctica Americana
70 80 90 100 110 120 130 140 150 160
Eslora entre Perpendiculares, pies

FIG. 5

dinámicos o por la longitud de la altura metacéntrica (GM). Este último criterio es frecuentemente tomado como el más conveniente y está relacionado íntimamente con el rango o alcance de estabilidad más apropiado.

La altura del francobordo lógicamente tiene que ver con el rango o esfera de actividad de la estabilidad, y como ya se mencionó el valor de francobordo en cualquier caso no es menor que el 10 % de la manga, por lo tanto se tiene que el rango de estabilidad mínimo es de 65 a 70 grados y en ningún momento debajo de los 65 grados bajo cualquiera de las condiciones ligeras del buque.

La marina de guerra y los guardacostas de los Estados Unidos de N. A. tienen sus propios criterios sobre la estabilidad dinámica y estática, pero en todo caso estos criterios son basados sobre buques grandes los cuales no son aplicables a los trabajos que el remolcador realiza y por lo tanto deben ser usados cuidadosamente o sólo para revisión o comparación , pero nunca como una condición de diseño del remolcador.

En la tabla No. 3 (Pág.30) son dados algunos valores sugeridos de alturas metacéntricas para remolcadores, según las referencias indicadas. En las fórmulas 3, 4 y 5 de esta tabla, se hace referencia a la bita de remolque. Cuando el remolcador está equipado con un gancho de remolque como ocurre en el diseño europeo, debe considerarse una distancia vertical mayor, ya que la posición del gancho en relación con la ubicación de la bita es un poco más alta. La fórmula de Argyriadis (4) es una modificación de la fórmula de Roach (3), por cuanto el considera que el GM de este último está

TABLA 3 ALTURAS METACENTRICAS DE REMOLCADORES VALORES RECOMENDADOS

TABLA 3

VALORES DE ALTURAS METACENTRICAS DE REMOLCADORES

No.	ALTURA METACENTRICA(GM)	REFERENCIAS
1	1.00 a 2.00 pies(Cond. Ligera).	TAYLOR: Trans. of the Royal Inst. of Naval Architects, Vol. 84.
2	2.50 pies mínimo(Cond. Carga).	SIMPSON: Transactions of the American S.N.A.M.E., 1.951 Vol. 59.
3	$GM = \frac{BHP \times h}{150 \Delta . f/B}$	ROACH: Transactions of the American S.N.A.M.E., 1.954 Vol. 62
4	$GM = \frac{SHP \times h}{100 \Delta . f/B}$	ARGYRIADIS: Transact. of the American S.N.A.M.E., 1.957 Vol. 65
5	$GM = \frac{(SHP. D)^{2/3} \times S.h}{38 \Delta . 2f/B}$	MURPHY: U.S. Coast Guard.
6	2,3 pies para L<82 pies 2.0 " " L>82 "	U.R.S.S.: Regulaciones.
7	GM/B = 0.088 a 0.096 (pies)	
8	GM/B = 0.15 (metros)	Ecole Nationale du Génie Maritime.
9	GM = 0.5 a 0.6 mts.	CHARPENTIER: Teoría del Buque y sus Aplicaciones de C. Godino

---

2f/B = tangente minima de escora al borde de la cubierta
h = distancia vertical del centro de esfuerzo del timón al tope de la bita de remolque(pies)
S = coeficiente de retroceso efectivo
B = manga moldeada(pies)
f = francobordo mínimo(pies)
D = diámetro de la hélice(pies)
Δ = desplazamiento en agua salada(tons)
L = eslora entre perpendiculares(pies)

subestimado o intenta con su cambio medir una fuerza dinámica por métodos estáticos, aplicando los tipos de poder empleados con muy buenos resultados. El BHP de la fórmula de Beach tiene que ser - transformado a SHP, porque permite diferencias en la transmisión de eficiencias entre los diferentes sistemas de propulsión empleados.

En el libro del Ingeniero Naval Godino Gill [6], encontramos en la sección de la determinación de los criterios de estabilidad, que el francés Charpentier entrega como variaciones mínimas de alturas metacéntricas para remolcadores los valores de 0.5 a 0.6 mts. En el caso de que los remolcadores posean un desplazamiento pequeño o mediano, las alturas metacéntricas tienen que ser superiores a éstos mínimos para evitar una escora excesiva o incluso que la zozobración de la vuelta como consecuencia de la tracción oblicua del remolque.

También vemos en un estudio de la "Ecole Nationale du Genie Maritime", sobre remolcadores que el valor de la altura metacéntrica en condición de carga, debe ser por lo menos igual a 0.15 mts. de la manga, para evitar los ángulos de escora en la maniobra. En general la característica actual en la determinación de la altura metacéntrica para remolcadores modernos, se la ubica y acepta con un valor mínimo de 2.5 pies. El Ingeniero Naval argentino Antonio Mandelli señala como valores usuales de GM para remolcadores en porcentaje con la manga como iguales al 10 y 12 por ciento. [11] .

La óptima posición del Centro longitudinal de Boyantéz en los remolcadores es de suma importancia, desde el punto de vista de la resistencia es ventajoso tener el LCB a una distancia hacia popa -

desde la sección media, pero la forma fina del cuerpo atrás tiende a colocar el LCB en la sección media o un poco adelante de ella, es decir, hacia proa, y es así que algunos diseñadores recomiendan esa posición como la mejor que se puede obtener.

Una aconsejable localización óptima del LCB en función de la eslora entre perpendiculares (L) es la fórmula empírica siguiente:
Posición del LCB = 0.01 . L atrás de la sección media.
Es necesario a veces aumentar la eslora del buque en unos pocos pies para obtener una razonable posición del LCB, especialmente cuando los remolcadores poseen diseños basados estrictamente sobre acomodaciones y distribución y que tienden a variar esa posición excesivamente hacia adelante de la sección media. El Arquitecto Naval Taggart desoiendo lo anteriormente expuesto, e indica que para lograr un bajo Coeficiente Prismático en el cuerpo de popa con líneas apropiadas, es bien esencial que el LCB se mueva adelante de la sección media y corrobora con el ejemplo de un remolcador por el diseñado, que localiza el LCB a 0.037L de la sección media hacia proa, sin ocasionar detrimentos en la eficiencia de dicha embarcación.

Como también se ha comprobado que la óptima posición del LCB, es una variable influenciada por la razón Velocidad-Eslora, coeficientes bloque y prismático, y por los efectos de la forma del casco, Wheeler cree que no es conveniente la fórmula empírica y aconseja la siguiente:

$$P = 3(0.625 - V/L)^{1/3}$$

Siendo P la posición del LCB en porcentaje con la eslora (L) desde la sección media; si la cantidad es positiva (+) es hacia proa

y hacia popa cuando la cantidad es negativa (-). Esta fórmula - por ser del tipo experimental debe ser usada con ciertas limitaciones.

La posición vertical del Centro de Gravedad (KG) puede ser derivada de datos de remolcadores similares, pero como primeras aproximaciones de valores, pueden ser tomados los siguientes, los - mismos que se encuentrán en función del puntal moldeado (D) y señalados para las diferentes clasificaciones de remolcadores:

Río	: KG/D	= 0.85
Puerto	: KG/D	= 0.80
Costanero	: KG/D	= 0.90
Alta Mar	: KG/D	= 0.85 [1]

Velocidad .-

En un remolcador como ya se ha mencionado se posee dos clases - de velocidades: Con remolque y sin remolque o carrera libre; o sea en directa relación con la función o trabajo que desarrolla.

La eslora es un factor importante en la limitación de la velocidad y por este motivo Munro-Smith [1] , señala una expresión - para estimar una velocidad económica de carrera libre para remolcadores con una longitud mayor o cerca de 90 pies de la manera siguiente:

$$Vk = \frac{LBP - 30}{30} + 8 \qquad \text{(nudos)}$$

Una aproximación del límite para una velocidad económica de carrera libre para remolcadores es proporcionada por: A. Caldwell:

$$Vk = 1.55\ (L - V/m)^{\frac{1}{2}} \qquad \text{(nudos)}$$

D. Argyriadis sostiene que la expresión enunciada de bajos resultados para los diseñadores que siguen la técnica americana de los remolcadores y modifica de dos maneras a esa fórmula:

$$Vk = 1.05\ (L - V/m)^{\frac{1}{2}}$$ (nudos) para un Vk máximo.

y, $$Vk = 1.70\ (L - V/m)^{\frac{1}{2}}$$ (nudos) para mayor economía o autonomía.

Todas estas tres igualdades pueden ser expresadas en una forma más simple si se consideran que:

$$\frac{V}{m} = L.Cp$$

Relación que las simplifica de la manera siguiente:

$$Vk = 1.55\ (1 - Cp)^{\frac{1}{2}} \cdot L$$

ó también es lo mismo:

$$\frac{Vk}{L} = 1.55\ (1 - Cp)^{\frac{1}{2}}.$$

Expresión que nos confirma que la razón Velocidad-Eslora depende solo del valor del Coeficiente Prismático.

Autonomía .-

Es un elemento esencial su estimación en el diseño ya que indica la independencia o facultad de autoabastecimiento que posee la embarcación para una ruta de navegación determinada.

Para calcular la autonomía, poniendo como condición una velocidad particular, es necesario conocer la potencia requerida para empujar el buque a cierta velocidad, y poder así estimar la cantidad de combustible a consumirse.

Como la mayoría de los remolcadores hoy en día son equipados -

con máquinas diesel, el diseñador para calcular la autonomía, y de hecho el consumo de combustible, puede servirse de la información y curvas que proporcionan los fabricantes acerca de los rendimientos de sus máquinas.

Después de establecer el combustible requerido para la máquina principal, debe también señalarse el combustible necesario para las máquinas auxiliares. Estas pueden ser aunque no necesariamente las siguientes:

a) Generadores de servicios del remolcador.
b) Calderas auxiliares, cocina, lavadero de agua caliente.
c) Servomotor.
d) Tablero de controles.
e) Cualquier otro generador para operar independientemente un equipo electrónico.
f) Winches y molinetes.
g) Bomba contra-incendios o cualquier otra clase de bombas.

Se considera que el consumo de combustible de las auxiliares es igual al consumo de combustible que en 24 horas de navegación a velocidad máxima ha efectuado el remolcador.

La suma del combustible requerido por la máquina principal y las auxiliares nos da la cantidad total de consumo de combustible para determinar la autonomía. A ese valor hay que añadirle un 10 % del total por cualquier emergencia que se pueda presentar. Este nuevo valor es el <u>peso total</u> del combustible necesario para un remolcador.

Además del combustible, se debe calcular la cantidad de agua potable, víveres, repuestos, consumo de alimentos, etc. que - -

ocurren dentro de la autonomía señalada, ya que al mismo tiempo que se posee una suficiente capacidad de combustible, se puede carecer, para ese mismo radio de acción, de agua y alimentos frescos.

En relación con el peso, espacio y autonomía, la Marina de Guerra de los Estados Unidos de N.A., proporciona una tabla de las diversas provisiones que un remolcador debe poseer y que sirven de gran ayuda al arquitecto naval en los pasos preliminares de diseño. (Tabla No.4, Pág. 37).

El consumo de aceites o lubricantes puede ser tomado como igual o cerca de 0.0025 ó 0.0026 lbs/hp.hr., valor indicado para máquinas diesel modernas. Por lo tanto, si conocemos la potencia de la máquina y el tiempo total requerido para la autonomía, se calcula la cantidad de lubricante necesario para ese rango, aumentando que también se debe aumentar el 10 % del total previamente calculado, por cualquier emergencia que ocurra. La capacidad de los tanques de combustible o lubricantes, deben ser tomados sobre la base de que al ser llenados ocupen el 95 % del voldúmen total.

Los remolcadores de Alta Mar poseen una autonomía que varía aproximadamente entre los 6.000 a 10.000 millas, en cuanto a los Portaneros su autonomía promedio es cerca de los 3.800 millas, variando aproximadamente entre los valores 2.000 a 5.000 millas. En lo que se refiere a los remolcadores de Puerto y Río, su autonomía varía entre los 500 a 3.000 millas, y no representan un problema mayor, ya que, después de haber operado se dirigen a un lugar cercano al mismo puerto o sitio donde laboran, y se -

TABLA 4

PROVISIONES PARA REMOLCADORES.–U.S. NAVY

	Libras/hombre/día		Pies cúbicos/Ton.	
Víveres Secos		3.25		77.0
Víveres Refrigerados:				
Congelados	1.16		107.0	
Frescos	2.37		92.0	
Lácteos	0.26		120.0	
TOTAL		3.79		319.0
Equipos y vestidos		0.146		267.0
Cantina y repuestos		0.965		169.0
Equipos especiales		38.0 [a]		3.25 [b]
Agua potable		25.0 [c]		

a Libras por hombre
b Pies cúbicos por hombre
c Galones por hombre por día

TABLA 5

AREAS PARA EL DISEÑO DEL TIMON-REMOLCADORES

	AREA DEL TIMON	REFERENCIAS
1º	Ar. = 0.0275 Am. (mínimo)	A.Caldwell
2º	Ar. = 6.3% Apl.	L.C.Norgaard
3º	Ar. = 5.3% "	D.S.Simpson
4º	Ar. = 1/25 Aw.	A.R.Taylor
5º	Ar. = 5.5% Apl. a 6.5%	R Munro Smith

Ar = área del timón (pies^2)
Apl = " " plano lateral sumergido "
Aw = " " " de agua "
Am = " de la seccion media "

aprovisionam del combustible necesario.

Maniobrabilidad y Gobierno .-

La maniobrabilidad es otro de los básicos requerimientos que se debe tener en cuenta en el diseño de remolcadores, importancia que ya se enunció en el Capítulo I.

El timón es el elemento que más influencia ejerce en la maniobrabilidad de los remolcadores, y su diseño, es quizás tan importante como la selección de la maquinaria de propulsión, como del diseño de la hélice.

Por supuesto que la habilidad para girar rápidamente, no es sólo función del tamaño o diseño del timón, sino también de otros factores, tales como la forma del casco, arrastre de la quilla, etc. que lógicamente también deben ser considerados.

El remolcador como se conoce realiza sus operaciones en cualquiera de las condiciones adversas de tiempo o vientos que se presenten, por lo tanto variados y diferentes tipos de timones se han diseñado con el propósito de incrementar la maniobrabilidad lo máximo posible.

La relación entre el área del plano lateral sumergido al área del timón, es la que más se utiliza, aunque el área obtenida es mayor que la necesaria. Numerosas fórmulas para determinar el área del timón de los remolcadores han sido proporcionadas por diferentes diseñadores y se enseñan en la tabla No.3, Pág. 37.

Todas ellas son utilizadas especialmente para remolcadores de

Puerto y Costaneros; para remolcadores de Alta Mar o Salvataje, deben usarse para mayor seguridad valores un poco más pequeños que los obtenidos.

El ángulo que forma el timón desde su máxima posición de estribor a babor o viceversa, debe ser de un valor igual a 35 grados, y el tiempo de duración para cambiar de un lugar al otro, debe efectuarse en 12 segundos, si se desea que el timón rinda lo mejor posible.

Cuando el diámetro de evolución o giro es igual a dos veces la longitud de la eslora, el remolcador se puede decir que posee una maniobrabilidad excelente. (Fig. No.6, Pág. 40).

Otro factor principal para obtener una buena maniobrabilidad, es el cuidado que se efectúa en la selección de los controles de la máquina principal, en su buen funcionamiento y cumplimiento de las órdenes impartidas desde el Puente de Gobierno, ya que tanto el diseño del timón como la confianza en unos buenos controles de la máquina principal, hacen del remolcador un buque maniobrable y seguro.

En la mayoría de los remolcadores modernos existen dos palancas para el control de las máquinas, que están interconectadas entre sí y ubicadas en el Puente de Mando, junto a la rueda de gobierno y hacia una y otra banda.

Es también normal colocar un puente de mando externo, arriba de la superestructura, y ubicado hacia popa en el lado de estribor, con sus propios controles y rueda de gobierno, en completa relación con los del puente de gobierno interno.

FIG. 6

OPTIMO DIAMETRO DE EVOLUCION DE UN REMOLCADOR

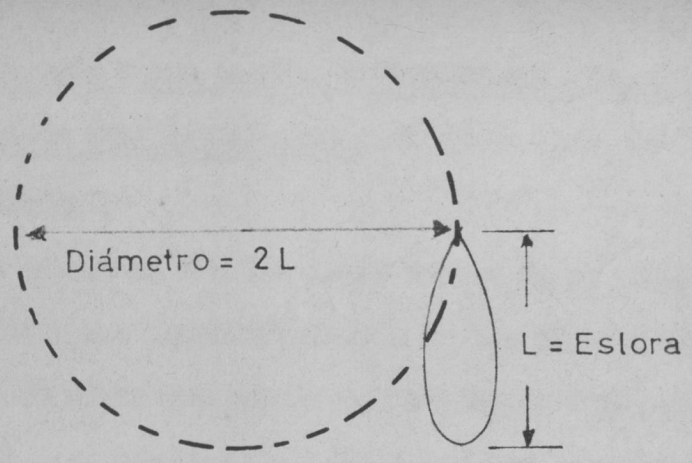
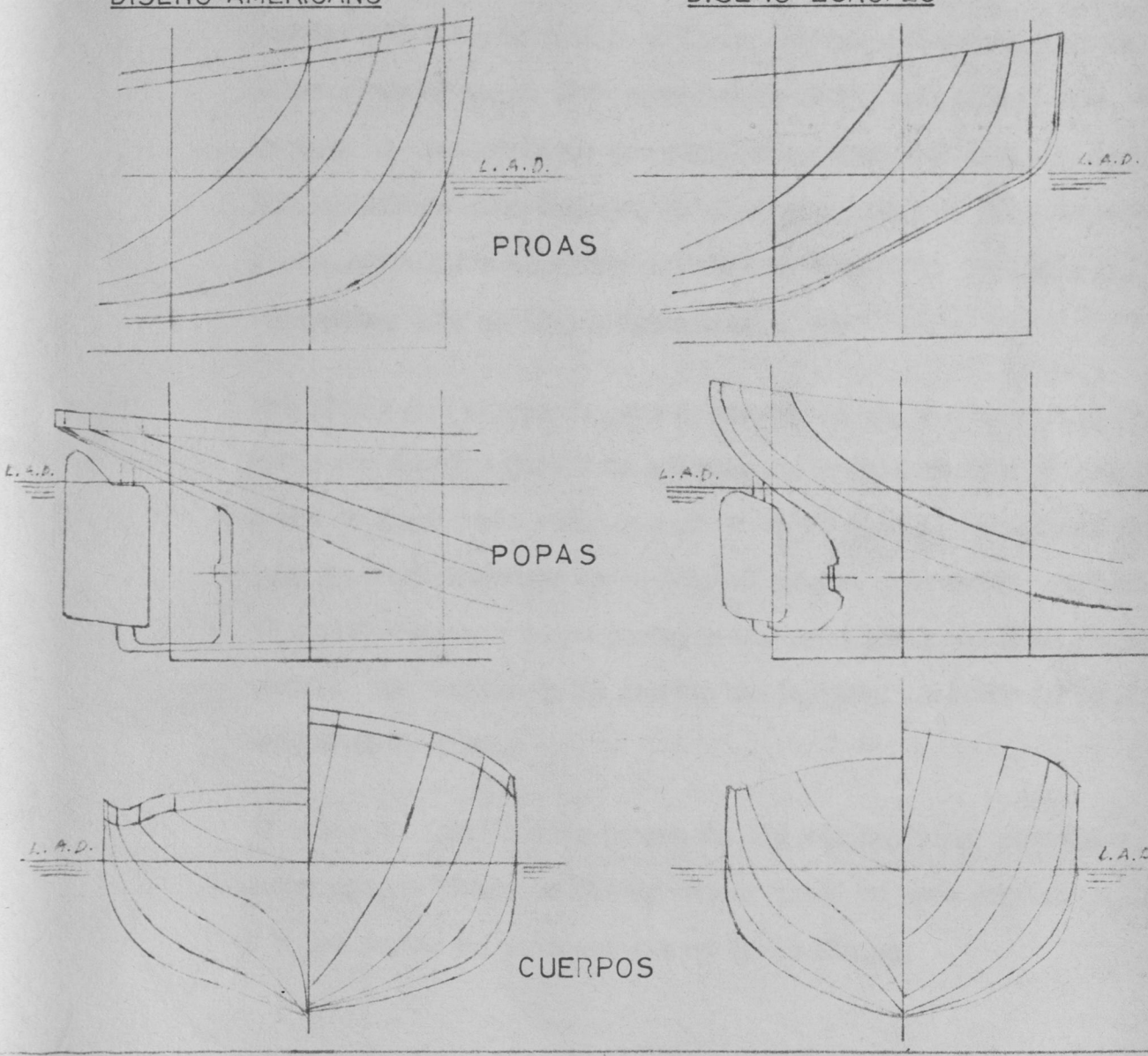


FIG. 7

LINEAS DE FORMAS DE REMOLCADORES DEL TIPO CONVENCIONAL

DISEÑO AMERICANO

DISEÑO EUROPEO



Líneas de Formas, Notas de Diseño Estructural, Pesos y Distribuciones más comunes para Remolcadores .-

Líneas de Formas .-

Un buen diseño de las líneas de formas de un remolcador es aquel que obtiene una mayor eficiencia en las fuerzas de remolque o - empuje, lo mismo que una buena maniobrabilidad, para lo cual es esencial asegurar el mayor flujo posible de agua, tanto a la hélice como al timón.

Existen principalmente hoy en día dos tipos de diseños de remolcadores: El Convencional o común de secciones transversales de forma redonda; y, el Hidrodinámico o de chinas de formas casi - rectas. El conocimiento de este último tipo será ampliado posteriormente en este trabajo. En la Fig. 7, Pág. 40, se presenta y compara las dos técnicas actuales de diseño de remolcadores, aplicables solo al tipo convencional . [2]

Las líneas del cuerpo de proa deben ser finas, y eso se hace posible con ángulos medios de entrada en la roda de 15 a 30 grados, o con el ángulo más común que es el de 20 grados. Las líneas de agua de proa deben ser corregidas al máximo para evitar cualquier discontinuidad que se presente, y tienen algunas veces un ligero cambio en o cerca de la sección media, para permitir la continuidad de la curva.

El valor del coeficiente bloque de los remolcadores permite a estos poseer líneas de formas finas, tanto en proa como en popa, y a las curvas de pantoque ser un tanto llenas.

la estilla muerta debe ser igual al 7 % del valor de la manga. La línea de cubierta debe ser continua y casi recta y con un ligero arrufo en popa para mejor facilidad y control de las maniobras. Las líneas de agua de carga en popa deben dar la máxima protección total y seguridad posible a la hélice, por lo tanto deben tener una forma llena. Las líneas del cuerpo de popa debajo de la línea de agua de carga deben ser lo más finas posibles, y los perfiles posteriores tener una conveniente inclinación, condición que permite formar una concavidad en vista a dar a la hélice la máxima cantidad de agua y poder evitar de esta manera el fenómeno de la aereación, y consiguientemente la presencia de vibraciones.

Para asegurar esto último, Simpson indica que la inclinación que debe tener la quilla en popa con respecto a la línea base moldeada, debe ser una pendiente que varíe entre el 4 y 5 % de la longitud de la eslora entre perpendiculares. Esta inclinación ayuda al remolcador en una mayor habilidad y gobierno. Roach indica que una inclinación alta de la quilla permite mejorar en los remolcadores el gobierno del timón en un grado bien superior, por cuanto al añadir más pendiente se mueve el centro de resistencia lateral a popa.

Tanto Roach como Argyriadis presentan relaciones de inclinación de la quilla a LBP versus la eslora entre perpendiculares, curvas realizadas a base de plotemientos de numerosas clases de remolcadores. Fig. No.8, Pág. 43.

FIG. 8

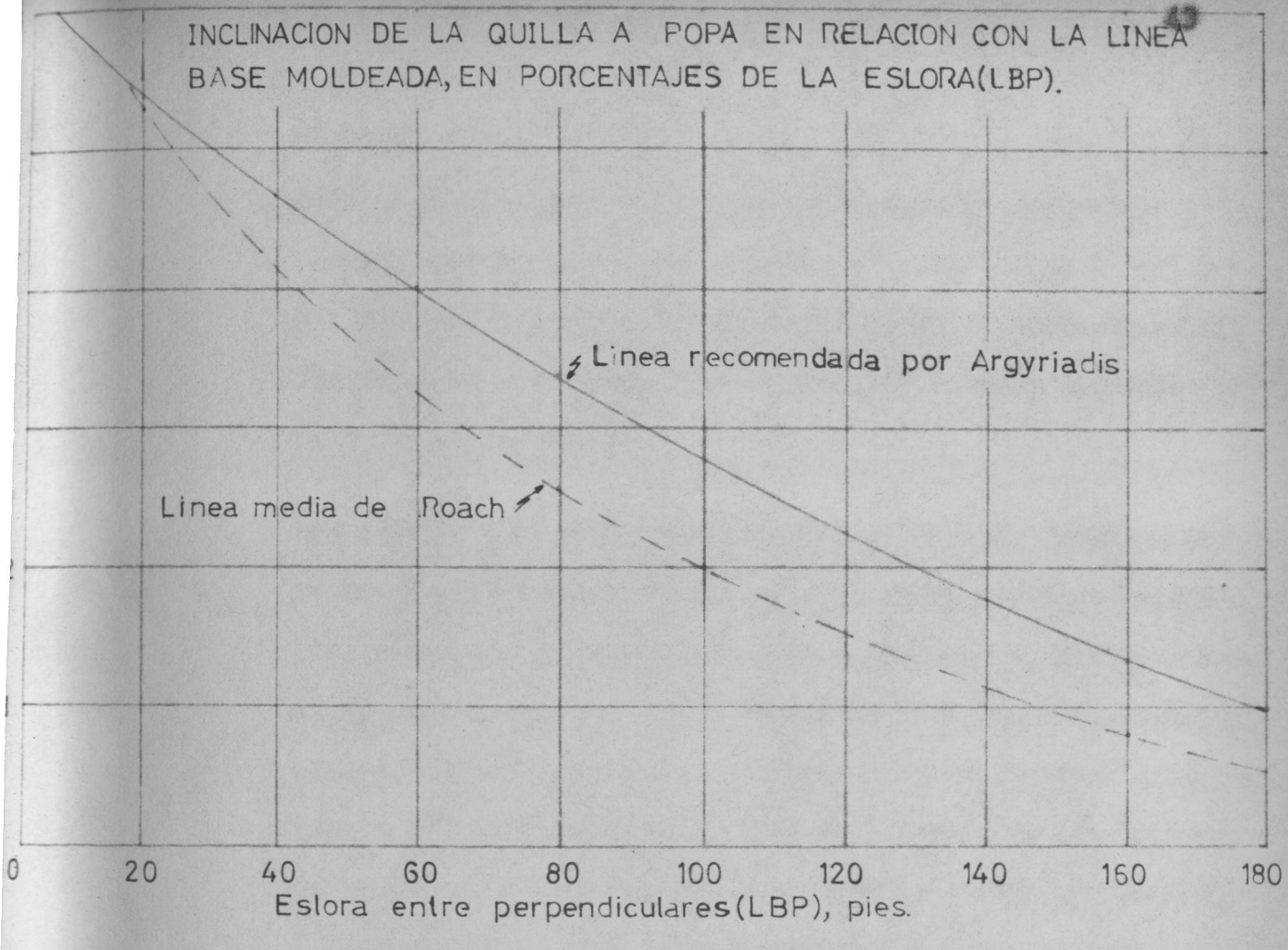
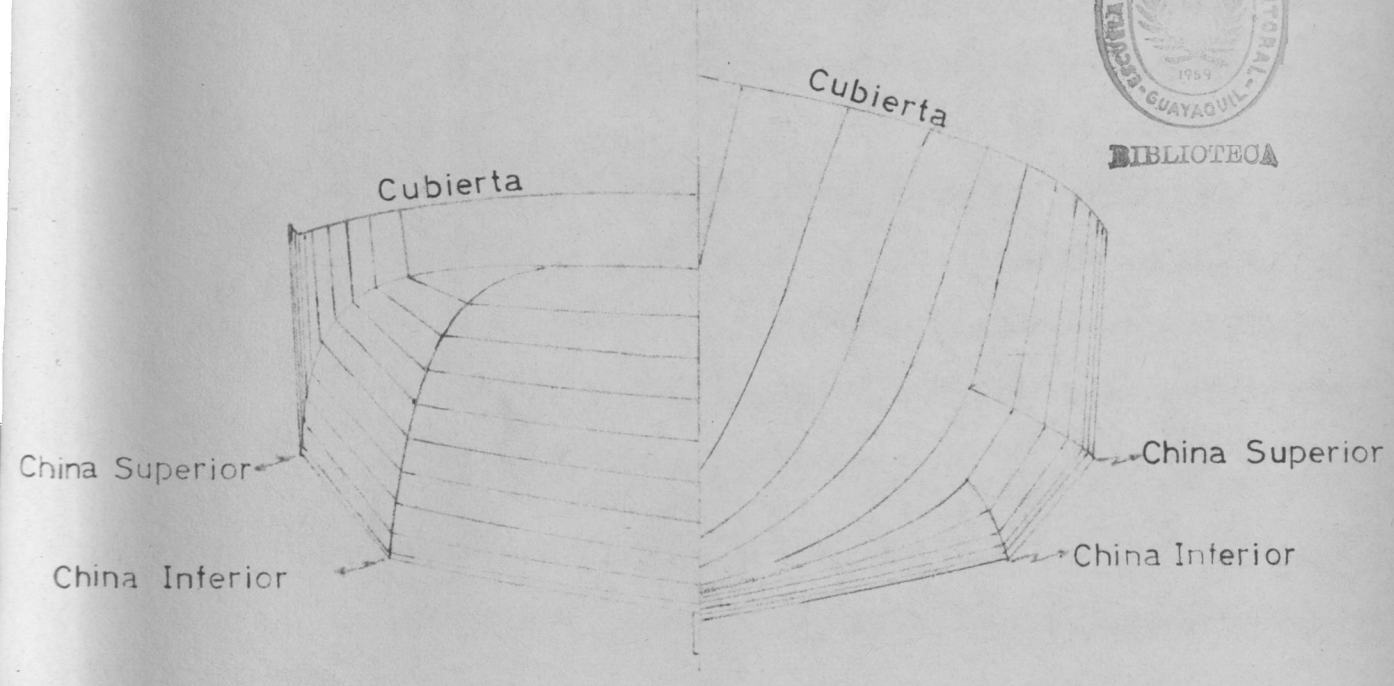


FIG. 10



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

PLANO DEL CUERPO PARA UN REMOLCADOR CON DISEÑO HIDROCONICO(CHINAS)

Notas de Diseño Estructural .-

El diseño estructural de los remolcadores como en toda embarcación se lo efectúa siguiendo los procedimientos conocidos: Diseño de la sección media considerando todas las clases de esfuerzos y condiciones, etc., etc.; curvas de pesos, boyantés, carga, etc. para de esta manera obtener las dimensiones y espesores estructurales necesarios.

Estas dimensiones estructurales deben estar naturalmente en o - cerca de los valores críticos que cualquiera de una de las ocho Sociedades Clasificadoras señale para este tipo de embarcaciones, si consideramos que el diseño y construcción sigue las reglas establecidas por una de ellas. En nuestro país por conveniencia la incipiente construcción naval técnica de hierro se rige generalmente por las reglas que señala el American Bureau of Shipping (A.B.S.). Por lo tanto es necesario indicar para ayuda del diseñador de remolcadores en un futuro próximo las siguientes notas y variaciones que a esas reglas presentan Argyriadis y Caldwell [2] , en base a experiencias obtenidas en embarcaciones - similares:

a) Todos los espesores y estructuras de los remolcadores pueden estar expresados de acuerdo a las reglas del A.B.S., conservando siempre en mente que un remolcador en todo su tiempo de servicio o vida tiene que soportar en toda su estructura esfuerzos de gran magnitud.

b) Las cuadernas deben ser media pulga más alta que las indicadas en el A.B.S. y los espaciamientos entre cuadernas deben

ser reducidos en tres pulgadas desde el mamparo anterior al Departamento de Máquinas hasta la roda. Cada tres cuadernas entre sí, tanto adelante como atrás de ese departamento, deben ir colocadas las cuadernas maestras.

e) El Planchaje de un remolcador de tamaño moderado debe ser no menor de media pulgada de espesor, entre el mamparo anterior al espacio de la máquina y la proa. El espesor del planchaje en los costados y en la unión con la cubierta, debe ser de tres cuartos de pulgada como mínimo. El planchaje de la cubierta en toda su extensión debe tener como mínimo un espesor igual a 0.35 pulgadas. El resto de los espesores del planchaje pueden estar de acuerdo a las reglas del A.B.S..

d) Los baos de cubierta pueden estar de acuerdo a las medidas indicadas por el A.B.S.. El perfil longitudinal que une las cuadernas entre sí y al forro con la cubierta, es un ángulo no menor a 3 1/2" x 3 1/2" x 1/2", preferiblemente ubicado debajo de la cubierta para no interferir a la colocación de la borda. Es recomendable colocar perfiles longitudinales entre el mamparo anterior al espacio de la maquinaria y la proa. Las vigas para la base de la máquina deben ser de un espesor mínimo de media pulgada.

e) Los refuerzos o "brackets" entre los baos y las cuadernas deben ser tres veces la altura de la viga o bao. En el sitio de cubierta a donde se halla ubicado el gancho o bita de remolque, se debe colocar los refuerzos necesarios para unir

de una manera mas firme esas piezas mencionadas a la estructura principal, de modo que puedan resistir cualquier golpe.

f) Debe también existir, si es necesario, en un remolcador las quillas laterales indispensables para el control de la estabilidad y que se extienden desde la sección media hacia popa en un tercio de la eslora.

g) La borda debe estar metida en cubierta más o menos una distancia de seis pulgadas y su altura en lo posible debe tener cerca de 36 pulgadas para remolcadores grandes, y en cambio para permitir una mayor seguridad en los remolcadores pequeños la borda puede ser bien baja. El arrufo de la borda en proa es de seis a doce pulgadas más que la altura de la borda en el centro, y el arrufo en popa es tres pulgadas menos que el arrufo en la sección media.

También es necesario indicar que en un remolcador por las funciones que realiza la superestructura va hacia adentro de las bordas, y que necesita de defensas y refuerzos por estar en contacto con otros buques o muelles; esto último particularmente para remolcadores de Río y Puerto, los mismos que están sujetos a toda clase de averías. Estos refuerzos son apropiados para conservar al buque en la mejor forma posible, libre de gastos de mantenimiento y reparación. Tanto a proa como a popa, se les debe proveer de la mayor solidez y colocar también a lo largo de las bandas defensas o rudones principales y algunas veces secundarios, con la finalidad de poder atracarse o empujar.

TABLA 6

PESOS PROMEDIOS PARA REMOLCADORES DE TAMAÑO MODERADO

Peso del casco en hierro	L.B.D. X 0.003	Tons
Peso de la superestructura	l.b.d. X 0.001	"
Peso de equipos y herramientas	L X 0.35	"
Peso de accesorios y madera	L.B.D. X 0.001	"

Se añade el peso estimado de la máquina en función de la Potencia:

500 HP = 12 Tons.

Símbolos:

B = manga máxima, pies
L = eslora entre perpendiculares, pies
D = puntal moldeado, pies
l = longitud de la superestructura, pies
b = ancho promedio de la superestructura, pies
d = altura " " " " , pies

TABLA 7

PESOS DEL CASCO DE REMOLCADORES EN PORCENTAJES

ITEMS	Hierro	Madera	Fundición y Forja	Equipos y Accesorios
CLASES				
Rio	80	7	8	5
Puerto	75	8	10	7
Costanero	70	10	10	10
Alta Mar	70	10	10	10

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

Para cumplir con esto se coloca medio tubo grueso soldado en la unión del casco con la cubierta, o lo más cerca posible a la línea de cubierta, en una extensión igual al un tercio de la eslora. Esta clase de rudín es conveniente cuando el remolcador trabaja con lanchones o gabarras, de otra manera es suficiente un rudín hecho de madera dura con dimensiones adecuadas. El rudín principal para un remolcador mediano posee un diámetro igual a cuatro pulgadas y el rudín secundario, si existe, es de dos pulgadas, y así en esta forma proporcional varía el valor del diámetro del otro posible rudín.

Pesos.-

Se conoce ya que en un remolcador se debe siempre conservar su asiento bajo todas las condiciones de carga que existen y que su hélice jamás debe salir del agua bajo esas circunstancias. Es por este motivo necesario en el diseño de estas embarcaciones localizar cuidadosamente los tanques de combustible o lastre, de modo que se tenga unos cálculos preliminares aceptables de asiento para así asegurar que la hélice no salga al exterior.

Un buen cálculo del asiento debe ser hecho a base de unas buenas estimaciones de pesos. Varios arquitectos navales ayudan al diseñador en esta fase de estimación de pesos con tablas de pesos promedios del casco, superestructura, equipos, etc. etc. [2], Tabla No.6, Pág. 47, o con pesos aproximados del casco en porcentajes [1], Tabla No.7, Pág. 48.

La tabla 6 es entregada por D. S. Simpson, el mismo que además de sus pesos promedios de remolcadores indica que el resto de

los otros pesos dependen en gran parte de los requerimientos - que el Armador hace respecto a la distribución, radio de acción o autonomía que se espera de la embarcación, tipo, etc.

Caldwell proporciona en la tabla 7 algunos de los valores comunes de pesos de hierro, madera, accesorios, etc. que poseen los cascos de remolcadores europeos. La tabla 4, página 37, de la U. S. Navy anteriormente señalada también ayuda al cálculo preliminar de pesos de remolcadores.

Distribución y Acomodaciones .-

Las distribuciones y acomodaciones son generalmente basadas a los deseos del Armador y a los criterios que toda embarcación exije. Además de los arreglos necesarios señalados en el Capitulo I para las cuatro clases de remolcadores, es indispensable - conocer una adecuada información sobre algunos de los elementos que entran en la acomodación, y los mismos que son el resultado de experiencias anteriores.

En un remolcador la mayoría del casco lo ocupa la máquina propulsora. La superestructura puede ser diseñada según los criterios europeo o americano, y su extensión atras está limitada según la ubicación del gancho o bita de remolque en la cubierta - principal.

Es importante conocer la óptima localización del gancho o bita de remolque y también indicar que los diseños europeos usan el gancho de remolque, en cambio los americanos tienden hacia el uso de las bitas y ámbos lo señalan a cada uno de ellos como -

lo más conveniente. Se conoce por experiencia de la ganancia o pérdida que ocurre en la maniobrabilidad del remolcador al mover la bita o el gancho de remolque.

La más práctica posición del gancho de remolque está localizada en una distancia más ó menos igual al dos y tres por ciento de la eslora desde la sección media hacia popa, o lo más cerca posible a ese punto. Si se desea mejorar un poco la adecuación y acomodación de la tripulación la máxima distancia del gancho de remolque debe ser localizada cerca o igual del 60 por ciento de la eslora hacia atrás desde proa, es por este motivo que los remolcadores europeos poseen pequeñas superestructuras, las mismas que son ubicadas lo más hacia proa posible, pero en cambio goza el remolcador de mucha maniobrabilidad y gobierno por tener el gancho de remolque hacia adelante. El gancho debe estar rígidamente conectado a la cubierta y libre como para poder girar con los buques en ángulos hasta de 180 grados. Los ganchos de remolque son fabricados para observer cargas o esfuerzos mayores en un 50 por ciento y 75 por ciento de las que en efecto ocurrán.

En cambio la más recomendable localización de la bita de remolque es a una distancia igual al 65 por ciento de la eslora, hacia atrás desde proa, posición que representa el punto más alto de rendimiento y maniobrabilidad que ofrecen los diseños americanos. El remolque con bita es más aconsejable que el gancho de remolque cuando se tiene que navegar grandes distancias.

En orden a obtener un buen rango de estabilidad, se debe poseer

el número suficiente de imbornales estratégicamente colocados en las bandas para permitir el rápido desalojo de las aguas del mar que corren sobre cubierta, así mismo todas las cubiertas - abiertas obligadamente deben ser estancas y las puertas poseer brazolas apropiadas y algo grandes. Los ventiladores deben tener una posición bien alta para preservarlos de la penetración y eyección de las aguas saladas.

La bita de proa debe estar montada sobre los baos de cubierta y poseer una altura que sobresalga por lo menos en dos pies arriba de la borda. Defensas en proa y los costados elaborados de - material de caucho o cáñamo, son necesarios y deben sobresalir a la borda en una distancia igual a 15 pulgadas como máximo. Bitas y cornamusas a lo largo de las bandas deben ser colocadas para efecto de las diferentes maniobras que se presenten.

La cámara del Capitán casi invariablemente se encuentra ubicada inmediatamente atras del puente de gobierno. Los monitores o sistemas contra-incendio usualmente están colocados arriba y atras del puente de mando y son equipados con bombas de considerable potencia capaces de arrojar agua o espuma según se crea lo más conveniente. Bombas para salvatajes con gran poder de succión y volúmen también son indispensables.

El winche es necesario para el remolque y a veces también para mover una pluma, este tiene la propiedad de desvirar automáticamente el cable cuando la tensión sobrepasa su límite elástico, condición que ocurre especialmente cuando se opera con - mal tiempo. Molinetes y pescantes son necesarios según las -

dimensiones o servicios que el remolcador mantenga y para poder suplir al hombre en estas operaciones más sencillas. [14]

Equipos de seguridad tales como boyas, chalecos y botes salvavidas, lo mismo que equipos de radio, radar, extinguidores de incendio, etc. deben ser colocados en los modernos remolcadores.

Fuerzas de Operación, Propulsión, y Maquinaria Principal .-

Fuerzas de Operación .-

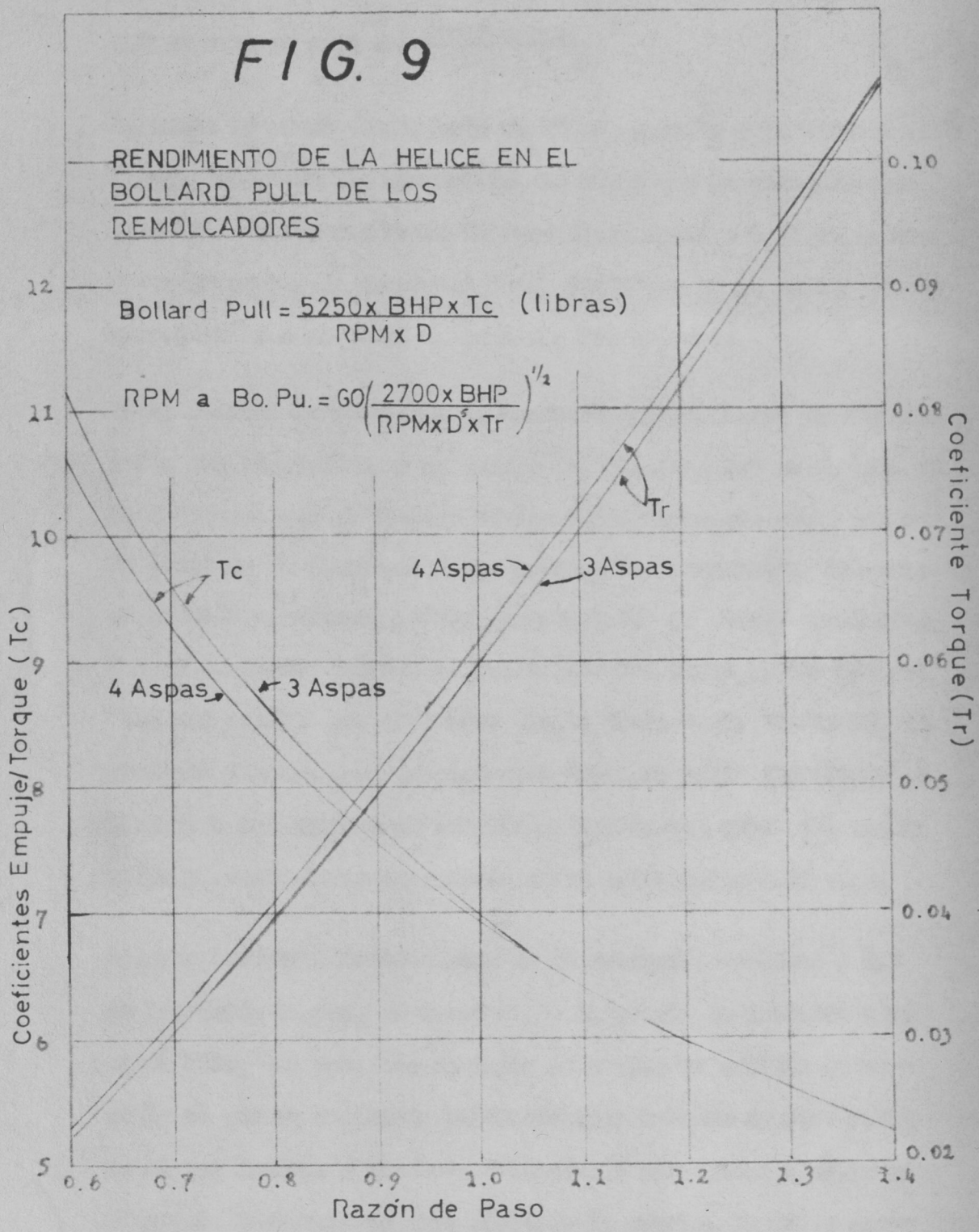
La principal razón para la existencia de los remolcadores es precisamente la de auxiliar a las otras embarcaciones, con todo el concurso de fuerzas que ellas demanden, y así de esta manera realizar eficientemente su operación o cometido para el cual han sido diseñados.

El diseño más correcto de la hélice proporciona por lo tanto la mayor cantidad de fuerzas disponibles para la tracción o el empuje, según lo que requiera el remolcador. Respecto a la hélice y su influencia en el rendimiento del "bollard" pull", la revista Yachts and Yachting (Mayo 13 de 1.955), en su artículo "The Pulling Power of Tugs", señala que para propósitos de un diseño preliminar el "bollard pull" es igual:

$$\text{Bollard Pull} = \frac{5250 \times BHP \times Tc}{RPM \times D} \quad \text{(Libras)}$$

En donde Tc es igual al Coeficiente de Empuje sobre el Coeficiente de Torque, el mismo que se lo obtiene de las curvas proporcionadas en la Referencia 2, y presentadas en este trabajo como la Figura No.9, Página 54. Se menciona también que el número de revoluciones por minuto requeridos para un determinado "bollard -

FIG. 9


RENDIMIENTO DE LA HELICE EN EL BOLLARD PULL DE LOS REMOLCADORES
Bollard Pull = 5250x BHPx Tc / RPMx D (libras)
RPM a Bo. Pu. = 60(2700x BHP / RPMx D⁵x Tr)^1/2
Tc
Tr
4 Aspas
3 Aspas
4 Aspas
3 Aspas
Coeficientes Empuje/Torque (Tc)
Coeficiente Torque (Tr)
Razón de Paso
12
11
10
9
8
7
6
5
0.10
0.09
0.08
0.07
0.06
0.05
0.04
0.03
0.02
0.6
0.7
0.8
0.9
1.0
1.1
1.2
1.3
1.4

pull" puede ser encontrado por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{RPM al Bollard Pull} = 60\left(\frac{2700 \times \text{BHP}}{\text{RPM} \times D \times Tr}\right)^{\frac{1}{3}}$$

En donde Tr es el Coeficiente de Torque y se lo encuentra en la figura anteriormente mencionada, la misma que ha sido ploteada para hélices con una razón de área-disco igual a 0.50 y para tres y cuatro aspas, con secciones aero dinámicas en la raiz y secciones ojivales o convencionales hacia los extremos.

Estas fuerzas de operación se traducen especialmente en tracción con o sin obstáculos, y en empuje del objeto a ser remolcado. Si se considera que el trabajo de los remolcadores se cobra por cada libra de "bollard pull" que realiza la embarcación, tal como se efectúa en algunos paises, es necesario en consecuencia efectuar para objeto del diseño preliminar una buena estimación del "bollard pull" a ser obtenido. En la Tabla No.8, Página 56, se presenta algunas aproximaciones de "bollard pull" (toneladas o libras) a conseguirse en función de diferentes potencias requeridas y manifestadas de acuerdo a las referencias indicadas.

Los remolcadores efectúan pruebas de recepción análogas a las de los demás buques, como así mismo la prueba de tracción a un punto fijo, que consiste en fijar al muelle un extremo de un cable al que va instalado un dinamómetro halando del otro extremo el remolcador. A una hora determinada se empieza a subir el número de revoluciones para efectuar la prueba, la misma que empieza minutos después, haciéndose generalmente tres series de lectura en el dinamómetro. [3] . Normas para proceder a la investigación del "bollard pull" de los remolcadores poseen las

TABLA 8

VALORES ESTIMADOS DE "BOLLARD PULL" PARA REMOLCADORES

No.	BOLLARD PULL	REFERENCIAS
1°.-	T = 30 lbs. x SHP	D. ARGYRIADIS
2°.-	T = 33.6 lbs.(0.015 tons) x DHP	L. C. NORGAARD
3°.-	T = 28.5 lbs. x SHP	E.F. MORAN
4°.-	T = 0.01125 tons. x IHP	A.R. TAYLOR
5°.-	T = 0.013 tons x BHP	R. MUNRO-SMITH
6°.-	T = 22.4 lbs.(0.01 tons) x SHP	D.S. SIMPSON

T = Bollard Pull, tons. o lbs.
IHP = Potencia Indicada
BHP = Potencia al freno
SHP = Potencia al Eje
DHP = Potencia Entregada a la Hélice

diferentes Asociaciones de Construcción e Ingeniería Naval de - varios países.

El elemento de que se sirve el remolcador para aplicar sus fuerzas de trabajo es el cable o cabo de remolque. Los cabos de cáñamo son los más usados, aunque cabos sintéticos tales como el nylon van reemplazando al tradicional de Manila en trabajos ligeros de remolque. El cable metálico es el más adecuado para trabajos pesados, la mayoría de remolcadores de Alta Mar están equipados con 2,100 a 2,500 pies de longitud de cable para sus maniobras, debido a que en condiciones normales de tiempo es necesario usar muchas veces hasta 1,200 pies de longitud de cable. Las Sociedades Clasificadoras proporcionan al respecto los datos necesario para los cables o cabos de remolque: Diámetro, límite de ruptura, estructura, etc. según las características que se requieran. [14].

Se debe recordar que el remolcar es siempre una operación variable, ya que cada maniobra asignada presenta problemas diferentes. Por lo tanto, al preparar el remolque de la manera más conveniente se asegura así el poder capear malos tiempos, fuerzas de las corrientes y pérdida del objeto a remolcarse debido a la ruptura del cable. El capitán o patrón es a este respecto el - principal y único responsable de señalar de acuerdo con su capacidad, el área, clase de remolque, cables o cabos que se necesitan en cada trabajo a él encomendado, y de esta forma poder - aplicar y aprovechar eficientemente de las fuerzas de operación de su embarcación.

Propulsión .-

Entre las más importantes partes relacionadas con el diseño de remolcadores, si no es en efecto su principal elemento, está - el diseño de la hélice o propulsor. La hélice debe ser escogida para dar el máximo empuje a una óptima velocidad de remolque como también para permitir al remolcador el conseguir adecuadamente la velocidad de carrera libre especificada.

Por el diseño de las hélices y su manufactura son responsables natnamente el ingeniero mecánico, por ser el propulsor parte - de la maquinaria principal, como el ingeniero naval que es quien dispone la forma de la embarcación y decide por lo tanto la potencia que será necesaria para moverlo a través del agua a una determinada velocidad. [9].

En el caso general que exista un remolcador que no tenga en mente una ruta particular o de remolque, la hélice debe ser diseñada para razonables velocidades de remolque que varíen entre 4 a 8 nudos. Es indicado para un remolcador que está diseñado específicamente para maniobrar con buques grandes en el atraque y - desatraque de ellos en el puerto, diseñar la hélice para una velocidad de avance prácticamente igual a cero y para una máxima tracción.

Se ha comprobado que al diseñar dos hélices del mismo diámetro pero condicionadas la una a una determinada velocidad de remolque y la otra a una velocidad de avance igual a cero y máxima - eficiencia del "bollard pull", el poder de tracción en esta última es mayor en un dos a tres por ciento de "bollard pull" que la

primera.

En el diseño de hélices de remolcadores el método de Cartas de "Hélices-Series" es el más comunmente usado.

En los remolcadores se usa hélices de hierro o acero fundido porque ellos tienden a cesar completamente su movimiento cuando golpean con un obstáculo, mientras que las que son de material de bronce propenden a doblarse y torcerse y ésta causa puede producir averías en el eje, casco o maquinaria.

La razón de paso de las hélices de los remolcadores tienen valores bajos debido a su función, y puede variar aproximadamente entre 0.6 a 0.8. Las revoluciones por minuto (RPM) para condiciones de diseño puede tener valores que varían entre 150 y 300, por usar el remolcador máquinas de velocidad para trabajos pesados. El máximo empuje admisible que requiere el área desarrollada de una aspa para hélices de remolcadores, a las condiciones de diseño o trabajo varían entre los valores de 2.6 a 3.0 lbs./pulgds^2. . Estos valores últimos son basados principalmente sobre los requerimientos de presiones necesarios para evitar cavitaciones. [4]

Según Munro-Smith[4], los mejores medios de propulsión que permitan a un remolcador cumplir con éxito su cometido son los siguientes tipos de hélices:

a) Hélice abierta de paso fijo. Este tipo para rendir un buen valor de "bollard pull" depende principalmente de la dimensión de su diámetro, el mismo que a su vez está limitado por las -

revoluciones y el calado. Poseen un buen empuje cuando la embarcación está moviéndose para atrás. Su principal desventaja es su poca habilidad para absorver el correcto poder - para una o más condiciones especiales. Este medio de propulsión es adecuado para remolcadores que trabajan sobre - una determinada clase de operación y bajo una misma circunstancia. Esta hélice es relativamente barata y la más abundante en el mercado.

b) Hélice abierta de paso controlable.- Aquí el poder de absorción mejora considerablemente cuando se presentan condiciones diversas. A la mayoría de los remolcadores les resulta dificultoso operar a un bajo poder de tracción, y la hélice de paso controlable es una solución a este problema. Este tipo de hélice es sinembargo costoso y algo complicado.

c) Sistema de propulsión Kort.- La tobera Kort fundamentalmente es un anillo con paredes en forma aereo dinámicas, colocado en la entrada y alrededores de la hélice y fija en el cuerpo de popa del remolcador con el objeto de incrementar la eficiencia de propulsión de la hélice.

d) Propulsión con doble hélice.- Es usualmente considerada preferible al uso de una sóla hélice en la propulsión de los - remolcadores, la principal razón sinembargo para su poca aplicación viene siendo las molestias que se ocasionan con - el cable de remolque y otros peligros que se suscitan atrás. Un remolcador con dos hélices posee mayor maniobrabilidad y área total de flujo o corriente para un calado condicionado

que un remolcador de una sóla hélice, y en consecuencia es mayor su eficiencia de remolque. Pero en cambio el arreglo con dos hélices resulta muy caro por cuanto demanda más mantenimiento y más personal de máquinas.

Maquinaria Principal .-

Como maquinaria de propulsión principal muchos remolcadores en años anteriores habían usado la máquina de vapor recíproca. Con la instalación de ella varias ventajas fueron adquiridas por los remolcadores, tales como: El combustible quemado en las calderas es más barato que el diesel oil, el poseer bastante maniobrabilidad por el control absoluto del número de revoluciones de la hélice, desde prácticamente cero al número de revoluciones necesarias a plena carga. Esta máquina de vapor trabaja a bajas revoluciones, por lo tanto usa una hélice de gran diámetro y por las mismas circunstancias la razón de paso se acerca a la unidad.

Sin embargo, muchas deficiencias han dejado a la máquina de vapor a un lado, y la mayoría de los remolcadores actuales están equipados con máquinas Diesel, ya que hoy en día la inclinación parece ser el incremento del poder útil en comparación a los remolcadores antiguos, realizando esto sin modificar en nada en toda su longitud a la embarcación.

El remolcador a Diesel tiene mucho que ofrecer ya que dicha unidad propulsora es usualmente un tipo standard de máquina, lo que hace consecuentemente de ella más económica en una forma relativa.

También se tiene como ventaja considerable el bajo costo de operación que representa esta máquina por la unidad de trabajo desarrollada. Esto es palpable si se compara un remolcador a Diesel de tamaño mediano con otro igual pero impulsado con una máquina de vapor, y así se obtiene: Un mayor espacio en la equipada con Diesel por la carencia de calderas, menor consumo específico de combustible en la primera (media tonelada contra dos toneladas) si efectúan ambos el mismo trabajo en un igual período de tiempo, ahorro de tiempo para operar por cuanto no es necesario elevar presión y temperatura como en la máquina de vapor, menor cantidad de tripulación en el remolcador a Diesel para efectos de mantenimiento y operación en relación con el remolcador a vapor. Otros factores también son implicados como en el caso de los supertanqueros que llevan cargado petróleo de alto octanaje y que requieren de la asistencia de los remolcadores para ser maniobrados dentro de los puertos, debido al peligro que representa su cargamento prefieren los remolcadores a Diesel, por cuanto la substancia de trabajo de los remolcadores a vapor es calentada fuera de la máquina. Además los buques de pasajeros se inclinan hacia el uso de los remolcadores a Diesel, debido a que los remolcadores a vapor ensucian el trabajo de pintura y al mismo tiempo fastidian a la tripulación y pasaje con las grandes cantidades de gases descargados por la chimenea.

Varios arquitectos navales han comentado las relativas ventajas de las máquinas Diesel y vapor, todos ellos están en favor del uso de la primera y la tendencia actual la justifica plenamente.

D. Argyriadis [2], señala que máquinas Diesel con algunos métodos de conexión entre la máquina y la hélice son empleados como unidades de propulsión en los remolcadores americanos, las mismas que representan la práctica actual moderna, estas son:

a) Máquina Diesel reversible directamente conectada.

b) Máquina Diesel no reversible con engranaje de reducción o convertidor de torque.

c) Máquina Diesel - Eléctrica (Diesel no reversible).

d) Máquina Diesel no reversible con engranaje de reducción convencional y con hélice de paso controlable.

Las máquinas Diesel reversible incorporan todas las ventajas de la máquina recíproca y rechazan todas sus deficiencias: Bajas revoluciones para trabajos pesados,, arranque inmediato efectuado normalmente por aire. Entre sus desventajas se encuentra su excesivo peso debido a que las máquinas de baja velocidad generalmente pesan más que las máquinas Diesel convencionales de alta velocidad.

Las máquinas Diesel no reversibles con embragues evitan las desventajas de las máquinas Diesel de bajas velocidades. Estos sistemas además de la máquina Diesel incluyen alguna clase de embrague mecánico y mecanismo de reversión, con un engranaje de reducción convencional, o también un embrague sin mecanismo reversible pero con un engranaje de reducción incorporando una característica de reversibilidad. Una principal desventaja de este tipo de propulsión con cualquiera de los sistemas mencionados arriba es aquella por la cual la hélice no es capaz de absorver toda la potencia desarrollada por la máquina en todo

el tiempo, y por lo tanto una reducción en las revoluciones de la máquina es necesaria cuando el buque cambia de su velocidad de diseño a otra más baja. De otra manera si la velocidad de diseño es igual a la velocidad de remolque, las revoluciones - tienen que ser mantenidas constantes cuando el remolcador se encuentra en velocidad de carrera libre, por cuanto hay que evitar la sobrevelocidad de la máquina con la consiguiente pérdida del empuje disponible. Para vencer esta deficiencia algunos Centros de Investigación han desarrollado un convertidor de torque, todavía en estado experimental, pero que en etapas de prueba prometen incorporar todas las ventajas que poseen los remolcadores a Diesel-Eléctricos, sin las altas pérdidas de transmisión que se asocian con ellas.

Los remolcadores Diesel-Eléctricos usan una máquina diesel como un generador para producir poder eléctrico y un motor de propulsión para convertir el poder eléctrico generado en poder mecánico. Es costumbre usar también en este tipo de impulsión un engranaje de reducción convencional para evitar a la vez el uso - de un motor grande y pesado. La gran maniobrabilidad que adquiere la embarcación y el sistema de control excelente bajo todas las condiciones, han hecho de la máquina Diesel-Eléctrica una de las más populares en el equipamiento para remolcadores modernos. La principal desventaja de la máquina Diesel-Eléctrica es su alta pérdida de transmisión que ocurre dentro del sistema.

El método que emplea la hélice de paso controlable consiste en una máquina Diesel no reversible, de alta o media velocidad, con un engranaje de reducción convencional y también por supuesto -

con la hélice mencionada. Tiene una gran ventaja ya que con un sistema unidireccional elimina la necesidad de dar marcha atrás con el consiguiente aumento del rendimiento total. La aplicación en los remolcadores es inmediata por cuanto estas embarcaciones poseen una doble condición de velocidad.

C A P I T U L O III

COMPARACION DE FORMAS Y EFICIENCIAS, APLICACION DE LA DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS DE FORMA PARA UN ASOCIACION CONSTANTE.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1969
BIBLIOTECA

CAPITULO III

COMPARACION DE FORMAS, Y EFICIENCIAS. APLICACION EN LA DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS DE FORMA PARA UN REMOLCADOR COSTARRICENSE .-

Comparación entre las Formas Convencionales e Hidrodinámicas. Ventajas y Efectos.

En estos últimos años se viene desarrollando una nueva técnica en el diseño de remolcadores. Tanto en los Estados Unidos de N.A. y especialmente en Europa, el diseño de remolcadores "hidrodinámicos o con chines", ha venido a ser un nuevo aporte a los ya conocidos diseños de remolcadores convencionales, tanto ustes americanos o europeos.

Sus diseñadores manifiestan invariablemente que ellos son mejores que cualquiera de los otros remolcadores similares existentes y por estas obvias razones es necesario en este trabajo dar a conocer aunque de una forma general una serie de ventajas y efectos que resultan a la vista al ser comparados con los modelos convencionales.

Este diseño de remolcadores fue bautizado con el nombre de hidrodinámico precisamente por quien más se ha dedicado a su estudio, el Arquitecto Naval inglés E. C. B. Corlett. En la revista "The Shipping World" (January 12, 1.955), presenta sus experiencias en el artículo intitulado: "Trends in Tug Design", que junto con otras publicaciones posteriores se ha podido extraer de ellas las siguientes notas.

En consideración a las líneas del casco, el remolcador hidrodinámico se basa en el uso de las superficies desarrollables, lo que representa

a su vez en principal característica. A este respecto se puede comparar los planos de los cuerpos de los remolcadores convencionales (Fig.No.7, Pág. 40), y el plano del cuerpo del remolcador hidrocónico (Fig.No.10, Pág. 43).

El diseño con chines fue introducido inicialmente con vista a producir remolcadores que tengan un bajo costo inicial y un buen rendimiento promedio al ser relacionados en términos iguales con los remolcadores normales en cada una de sus propiedades: Maniobrabilidad, poder de empuje y tracción, cualidades marineras, habilidad, estabilidad, etc.

El diseño de un remolcador hidrocónico permite debido a las formas de su casco suministrar y contrar la mayor eficiencia en su hélice, ventaja que la mantiene en todas las condiciones de velocidad, en una forma superior en todos estos aspectos al remolcador con casco normal. Además, con ese criterio se ha conseguido que t o coeficiente de reducción de empuje sea menor al dos por ciento, debido a la gran masa de agua suministrada a la hélice.

El porcentaje de inclinación de la quilla con relación a la eslora es menor que los convencionales y la posición del LCB es un poco más hacia adelante de la sección media, sin caer en una tendencia o peligro de encabuzamiento, por cuanto el área que cubre la hélice es completamente especiosa, debido a que las líneas de perfiles ubicados sobre la hélice rematan hacia popa en líneas rectas en unas longitudes mínimas iguales al 20 por ciento de la eslora. Esto se ha comprobado con investigaciones realizadas con modelos y por observaciones en experimentos, concluyendo que en regiones de razones

de Velocidad-Valores de 1.1 a 1.4 el periodo de encabuzamiento ha sido evitado y la hélice bajo ninguna condición ha permitido aire, estando siempre cubierta por la masa de agua.

Naturalmente al existir atrás un gran espacio disponible, la hélice puede variar en sus dimensiones y tener un diámetro mayor, elemento que se relaciona con la potencia de la máquina y proporciona por lo tanto un buen empuje y un beneficiable "bollard pull" el remolcador hidrocónico. Además debido a esa forma del casco la hélice puede llegar a tener claros o espacios entre ella y el casco muchos menores que en los convencionales, sin llegar a producir en ningún caso vibración o excitación en las aspas.

Este tipo de forma de hecho produce bajas resistencias en relación con los convencionales. La forma de la popa como ya se indicó permite el flujo del agua a lo largo de las líneas de perfiles, teniendo como líneas de agua las comunes para los demás remolcadores. El coeficiente bloque por experiencias se ha obtenido que da óptimos resultados cuando se lo conserva entre 0.45 y 0.48, y que valores mayores a 0.50 han elevado el coeficiente de reducción de empuje apreciablemente en pruebas iguales de "bollard pull".

Remolcadores construídos con cascos hidrocónicos y usando hélices abiertas han registrado altas eficiencias de empuje y "bollard pull". Se han observado valores superieres de "bollard pull" en la siguiente expresión:

$$T = \frac{HP}{61} \quad \text{(Toneladas)}$$

En lo que se refiere a las demás características de formas se

FIG. 11

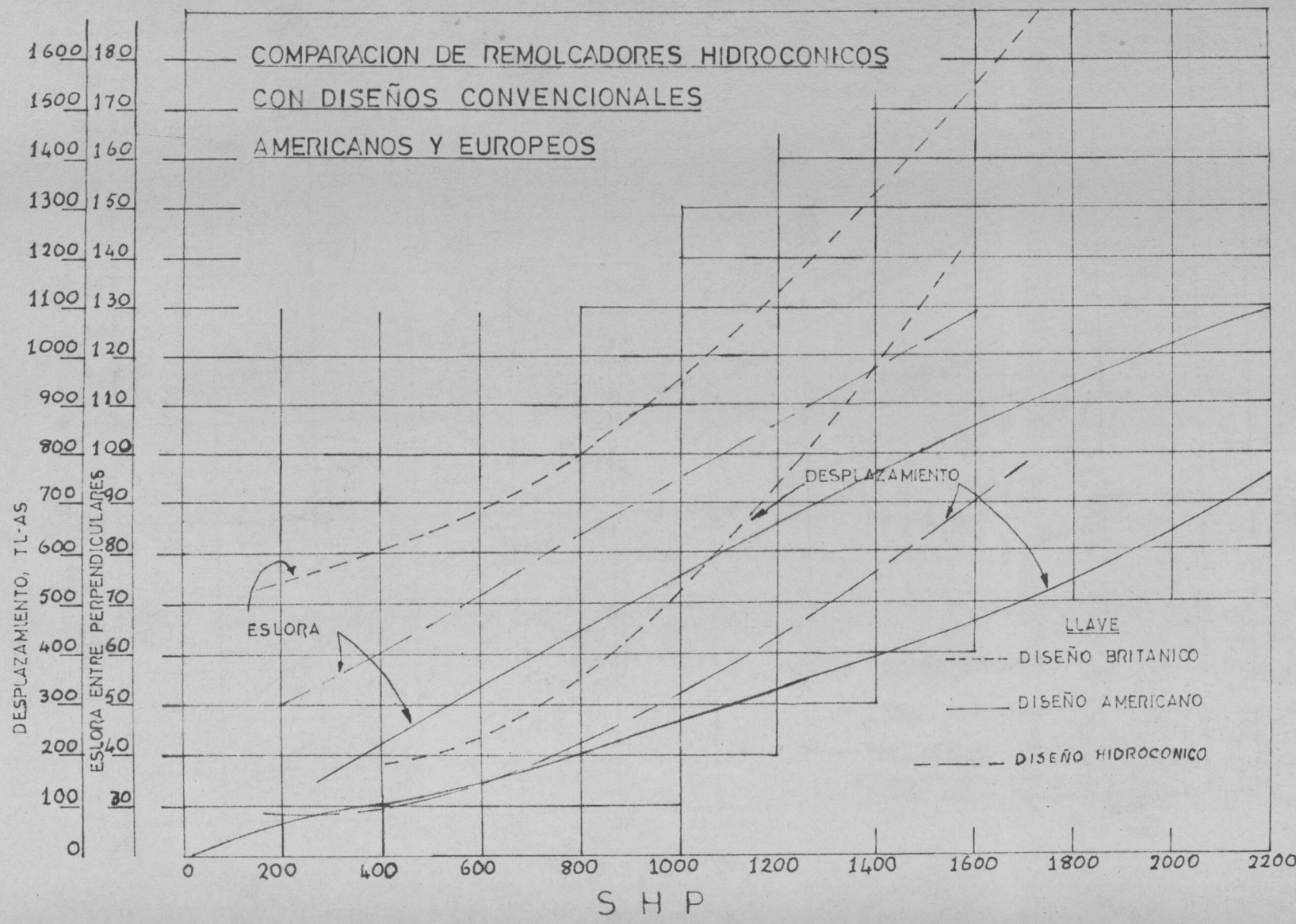
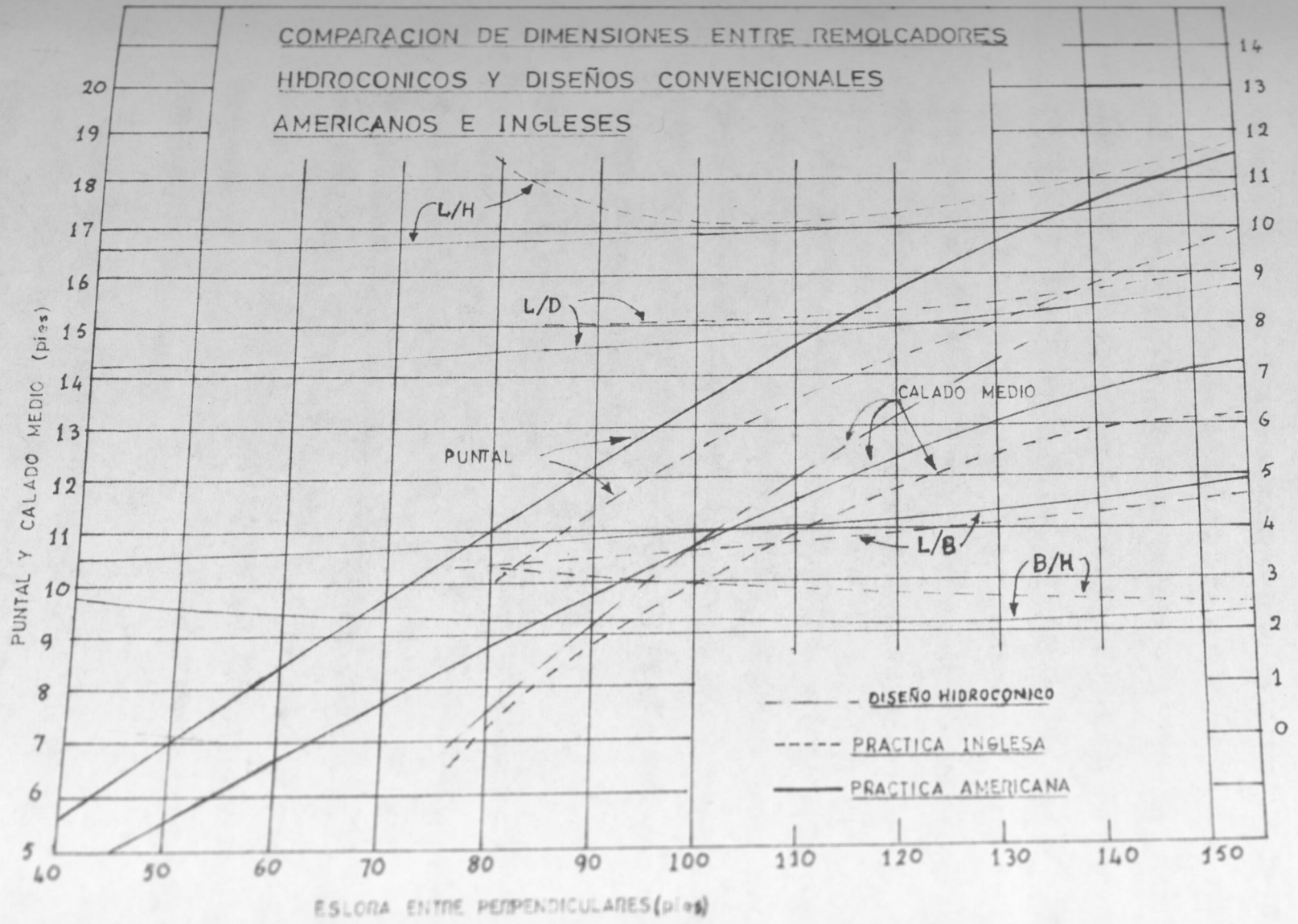

COMPARACION DE REMOLCADORES HIDROCONICOS
CON DISEÑOS CONVENCIONALES
AMERICANOS Y EUROPEOS
DESPLAZAMIENTO, TL-AS
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES
1600 180
1500 170
1400 160
1300 150
1200 140
1100 130
1000 120
900 110
800 100
700 90
600 80
500 70
400 60
300 50
200 40
100 30
0
ESLORA
DESPLAZAMIENTO
LLAVE
DISEÑO BRITANICO
DISEÑO AMERICANO
DISEÑO HIDROCONICO
0 200 400 600 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 2200
S H P

FIG. 12


COMPARACION DE DIMENSIONES ENTRE REMOLCADORES
HIDROCONICOS Y DISEÑOS CONVENCIONALES
AMERICANOS E INGLESES
L/H
L/D
CALADO MEDIO
PUNTAL
L/B
B/H
DISEÑO HIDROCONICO
PRACTICA INGLESA
PRACTICA AMERICANA
PUNTAL Y CALADO MEDIO (pies)
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES (pies)
20
19
18
17
16
15
14
13
12
11
10
9
8
7
6
5
14
13
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0
40
50
60
70
80
90
100
110
120
130
140
150

Se ha observado en la construcción de remolcadores hidrodinámicos arriba de los 30 pies de eslora que se obtiene una reducción de cerca del 30 por ciento de hombres-hora en el trabajo de colocación del casco, en parte debido como se señaló arriba a la simplicidad de la construcción y en parte también a la forma de prefabricación que es posible realizar con este tipo de casco. Esta economía producida por la adaptación de los trabajos de hierro, soldadura, - gasfitería, etc. puede ser utilizada indistintamente para producir embarcaciones más baratas o para poder suplir inmediatamente cualquier pedido que se solicite de esta clase de embarcaciones.

Es necesario señalar también por último, que es completamente erróneo el considerar que algunos de los principios usados en este tipo de diseño solo puedanser utilizados por los remolcadores hidrodinámicos y no pueden ser aplicados a los remolcadores con curvas de pantoque convencionales.

Remolcadores con y sin Tobera Kort. Comparaciones y Efectos .-

El remolcador con un sistema de propulsión de tobera Kort es - aquel que usa como ya se señaló en el Capítulo II, un anillo con - formas aerodinámicas en su parte delantera, colocado en la entrada y alrededor de la hélice, montado a su vez sobre el casco en el cuerpo de popa, con el objeto de mejorar el flujo o corriente de agua sobre la hélice y de esta manera incrementar la eficiencia de propulsión de ésta última.

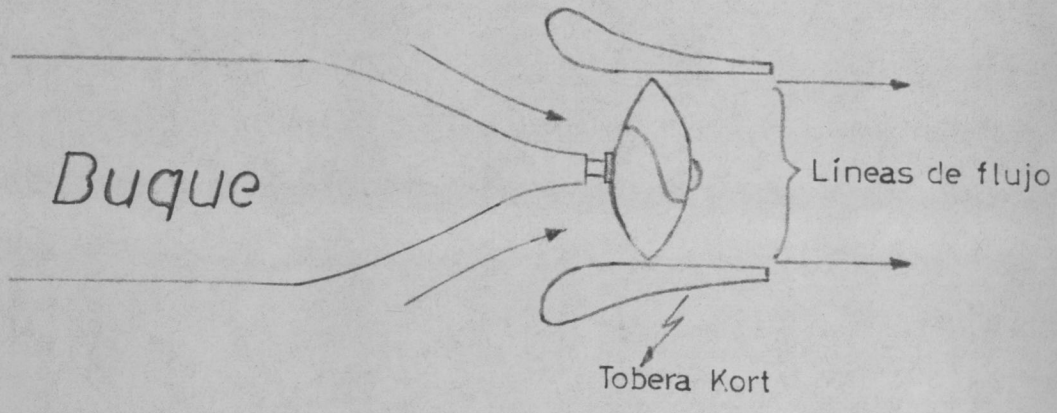
El primero en realizar investigaciones sobre esta materia fue el alemán Ludwig Kort, de ahí que merecidamente tomó su nombre la tobera por él diseñada. Este arquitecto naval comenzó sus trabajos

por la década de 1.930, a pedido del Ministerio de Transporte Alemán, el mismo que se encontraba abocado con el problema de reducir la erosión del fondo y las orillas de los canales, ocasionados por los remolcadores con hélices abiertas que realizabán en esos lugares sus trabajos. Este anillo de hierro indudablemente disminuyó el barrido formado por las hélices y por consiguiente desapareció el peligro en los canales. Es interesante anotar que la primera embarcación en usar en Gran Bretaña este sistema de propulsión fue un remolcador llamado "Jhon Hamilton". [13].

En los diseños preliminares esta tobera era simplemente un anillo circular hecho con una plancha de hierro que reducía considerablemente el avance del remolcador al aumentar proporcionalmente la resistencia hacia adelante o friccional. Esta resistencia disminuyó en un gran porcentaje cuando al diseño anterior se le modeló con secciones o formas aerodinámicas (Airfoil) en su circunferencia de lantera. Además de que el fenómeno desapareció, los remolcadores fueron capaces de entregar un mayor poder de empuje que los otros remolcadores equipados con hélices abiertas. En la Figura 13, Pág. 74, se enseña una vista superior longitudinal de cómo es adoptada la tobera Kort en las embarcaciones que la usan.

La acción de una hélice operando con una tobera Kort es comparada al flujo axial que posee una bomba, ayudando de esta manera a disminuir la distribución del oleaje producido por el movimiento de la embarcación, y los vórtices o remolinos (Eddies) de agua, los mismos que constituyen la resistencia residual, produciendo de esta manera hasta un 46 por ciento de incremento en eficiencia de propulsión al ser relacionados con los remolcadores sin toberas.

FIG. 13



HELICE CON SISTEMA DE PROPULSION TOBERA KORT

la habilidad para desarrollar una eficiencia de remolque cuando se presenta mal tiempo, particularmente cuando la embarcación cabecea, es mayor en casi el doble en un remolcador con tobera Kort que en otro que no la utiliza. La hélice abierta cuando el remolcador se encuentra encabezado trabaja en un flujo en el cual cambia rápidamente el ángulo relativo a las aspas de las hélices, además de estar succionando aire; la tobera en cambio lleva la cantidad de agua necesaria rodeando a la hélice y protegiendola de esta manera contra el cabeceo, y permitiéndole trabajar en una estela relativamente uniforme.

La tobera Kort evita el uso que algunas hélices hacen de una paqueña "hélice-carrera", ubicada atrás de ellas hacia proa, con el objeto de acelerar o bombear el agua que va a fluir por esos propulsores, porque como ya se indicó arriba la tobera con la hélice realiza una función de bomba, dando como resultado el que sea acelerada una gran masa de agua entre la boca de la tobera y la parte delantera de la hélice, dando por consiguiente un gran empujo al remolcador.

Naturalmente que el "bollard pull" se aumenta con la adopción de este sistema, y así Munro-Smith (1), señala que para estimar el "bollard pull" en remolcadores con toberas Kort se lo puede efectuar con la siguiente expresión:

$$T = (D \times BHP)^{2/3} \times 0.0416 \quad \text{(Toneladas)}$$

Indica además que ese valor puede ser aparente por cuanto se ha obtenido por diferentes experiencias que el "bollard pull" mejora significativamente, encontrándose valores iguales a:

T = BHP/77 (Toneladas)

En experiencias realizadas en Europa con remolcadores de 120 - pies de eslora, equipados con toberas Kort, y propulsados con máquinas Diesel, se encontró que 4.800 libras de "bollard pull" requieren un 40 por ciento menos de potencia y también que 13.000 libras de "bollard pull" requieren un 26 por ciento menos de potencia que otro remolcador de iguales dimensiones, pero equipados con una hélice abierta.

El Dr. J. D. Van Manen, Director del Departamento de Investigaciones de Wageningen Holanda, es uno de los científicos que más recientemente han realizados estudios sobre las hélices operando con toberas. En una investigación conjunta sobre la "hélice-tobera" en donde se utilizaron varias formas de toberas con una sola hélice standard de cuatro aspas, estableció las siguientes observaciones:

a) El diámetro óptimo de una hélice con tobera Kort es siempre menor que el óptimo diámetro de la hélice abierta; y,

b) Con una hélice abierta de óptimo diámetro adaptándole la tobera Kort y bajo altas condiciones de carga da como resulta do una regular ganancia en eficiencia de propulsión.

El sistema de toberas Kort reduce ampliamente los posibles casos de cavitación y vibraciones de las máquinas y el casco. El claro o espacio entre el extremo de la aspa y el interior de la tobera puede variar más ó menos entre 1/8 a 3/8 de pulgadas, y es recomendable que el área interior en ese sector sea de acero inoxidable, para así evitar cualquier erosión posible debido a la formación de

vórtices producidos por los extremos de las palas en dicho lugar. Una consideración todavía a ser investigada señala que la acción electrolítica causa la erosión en las paredes interiores, debido naturalmente a los diferentes metales con que son fabricados, tanto la hélice como la tobera.

Es necesario indicar que los remolcadores que poseen toberas Kort deben considerablemente reforzar la estructura del cuerpo de popa para obtener lógicamente una mayor seguridad. La tobera en general posee un material más fuerte que el casco para resistir los contactos o choques violentos que se presenten, circunstancia por la cual se puede decir que este sistema se constituye en un guardián ideal de los probables peligros que a la hélice le pueden ocurrir. [13].

En vista a evitar la succión del aire por la hélice, en el caso de que no reciba la suficiente cantidad de agua adelante, algunos remolcadores de los Grandes Lagos tienen en el cuerpo de popa unas planchas que se prolongan un poco de las del casco ubicadas junto a la hélice; esta técnica casi similar en sus efectos a la tobera Kort es aplicada por el Arquitecto Naval L.A. Baier. [2]

En los últimos diseños de remolcadores han aparecido en Inglaterra combinaciones de toberas Kort con el timón. Con esta combinación el cuerpo de la tobera no es colocado sobre las planchas del casco sino que puede girar libremente alrededor de un eje vertical. Estos timones toberas Kort (Kort nozzle rudder) poseen un peso aproximado de cuatro toneladas para hélices con un diámetro de siete

pies nueve pulgadas, y de seis un cuarto toneladas para hélices con un diámetro de 10 pies. Con el objeto de poder utilizar totalmente los efectos de gobierno de un timón tobera, la forma de la popa del remolcador tiene que ser muy abierta. [1].

Diseño básico en sus caracteristicas de Forma para un propuesto Remolcador Costanero .-

Este remolcador Costanero va a ser diseñado de acuerdo a los criterios señalados para remolcadores convencionales americanos.

En conformidad con un imaginario Armador se establece que la clase de servicio que va a prestar este remolcador será la de remolque y salvetaje en unas rutas que cubran a lo largo de las costas ecuatorianas, como también a ciudad de Panamá (Panamá), Callao (Perú) y el Archipiélago de las Galápagos o Colón (Ecuador), teniendo como centro de operación y aprovisionamiento el puerto de Guayaquil.

Su velocidad de carrera libre se requiere que sea no menor a 12 nudos y su velocidad de remolque igual a 6 nudos, estableciéndose - que a ésa última velocidad puede como máximo remolcar buques de carga de 400 pies de eslora y con desplazamientos que varíen entre los 10.000 y 11.000 toneladas.

El remolcador será diseñado para una sóla hélice impulsada por una máquina Diesel-Eléctrica con engranajes de reducción y para - una autonomía de 2.000 millas, debiendo como se señaló arriba retornar al puerto de salida para su reabastecimiento de combustible, agua, víveres, etc.. El material de construcción para este remolcador será el hierro.

El Armador desea que la eslora entre perpendiculares de este Remolcador Costanero sea no menor a los 100 pies. El máximo calado permisible en las aguas a navegar por esta embarcación se señala que es igual a los 13 pies.

En resumén se tiene y se debe partir a base de los siguientes datos:

Vk = 12 nudos (condición libre)

Vr = 6 nudos (condición de remolque)

L = 100 pies (entre perpendiculares)

H = 13 pies (permisible)

Autonomia = 2.000 millas.

Determinación de las razones de Velocidad-Eslora .-

Relacionando las dos condiciones de velocidad con la eslora se obtiene las siguientes razones:

$$\frac{Vk}{\sqrt{L}} = \frac{12}{\sqrt{100}}$$

$$\frac{Vk}{\sqrt{L}} = 1.2 \quad //$$

$$\frac{Vr}{\sqrt{L}} = \frac{6}{\sqrt{100}}$$

$$\frac{Vr}{\sqrt{L}} = 0.6 \quad //$$

Determinación del coeficiente bloque (Cb).

Utilizando la fórmula de A.H. Taylor [2], para estimar el coeficiente bloque para embarcaciones de una sóla hélice, se obtiene:

$$Cb = 1.08 - \frac{Vk}{2\sqrt{L}}$$

$$Cb = 1.08 - \frac{1.2}{2}$$

$$Cb = 0.48 \quad //$$

Este valor se encuentra entre los valores que para Cb de remolcadores se señala en el Capítulo relacionado con los coeficientes de forma, los mismos que son:

$$0.45 < Cb < 0.55$$

Determinación del coeficiente prismático (Cp).-

Para efectuar este cálculo se aprovecha la fórmula D. Argyriadis para una velocidad de carrera libre máxima de remolcadores:

$$Vk = 1.85 \left(L - \nabla/m \right)^{\frac{1}{2}}$$

Se la transforma a una razón de Velocidad-Valores en función de Cp. y se obtiene :

$$\frac{Vk}{\sqrt{L}} = 1.85 \left(1 - Cp \right)^{\frac{1}{2}}$$

Despejando Cp :

$$Cp = 1 - \frac{\left(Vk/\sqrt{L} \right)^2}{\left(1.85 \right)}$$

$$Cp = 1 - (1.2/1.85)^2$$

$$Cp = 0.579 \simeq 0.58$$

$$Cp = 0.58 \quad //$$

Valor de acuerdo a las variaciones de Cp para remolcadores - los mismos que son :

$$0.57 < Cp < 0.67$$

Determinación del coeficiente de la sección media (Cm) .-

De acuerdo a las relaciones entre los coeficientes de formas se obtiene que:

$$Cm = Cb/Cp$$

$$Cm = 0.48/0.58$$

$$Cm = 0.827 \quad //$$

Valor satisfactorio ya que los valores de Cm para remolcadores

varían entre:

$$0.75 < Cm < 0.85$$

Determinación del coeficiente de flotación o plano de agua (Cw).-

Para encontrar este coeficiente se aplica la fórmula aproximada de Munro-Smith (1), para remolcadores la misma que está en función de Cb :

$$Cw = Cb + 0.2$$
$$Cw = 0.48 + 0.2$$
$$Cw = 0.68 \quad //$$

Determinación del coeficiente prismático vertical(Cpv).-

De las relaciones entre los coeficientes de formas se obtiene:

$$Cpv = Cb/Cw$$
$$Cpv = 0.48/0.68$$
$$Cpv = 0.705 \quad //$$

Determinación de la manga (B).-

Para la obtención de la manga de la Tabla No.2, Pág. 25, D. - Argyriadis (2), para remolcadores americanos costaneros se observa que la razón Eslora-Manga es igual:

$$L/B = 3.70$$

luego aplicando:

$$B = L/3.70$$
$$B = 100/3.70$$
$$B = 27.027 \quad 27.031$$
$$B = 27.031 \text{ pies} \acute{o} \; 27' \; 3/8'' \quad //.$$

Determinación del calado medio (H) .-

Para el calado medio se considera la apreciación de Simpson (1), que señala para los remolcadores un calado igual al diez por ciento de la eslora:

$H_{medio} = 0.1 \times L$

$H_{medio} = 0.1 \times 100$

$H_{medio} = 10$ pies //

Este valor es satisfactorio con respecto al calado permisible:

$H_{medio} < H$ permisible

$10 < 13$

Determinación del volúmen de carena o desplazamiento (V) .-

Se obtiene de la relación con el Cb y las dimensiones principales:

$V = Cb \times L \times B \times H$

$V = 0.48 \times 100 \times 27.031 \times 10$

$V = 12.974,88$ pies^3 //

Determinación del desplazamiento en agua salada(Δ_s) .-

Se determina para agua salada por cuanto este remolcador solo va a navegar en ese elemento:

$\Delta_s = V/35$

siendo 35 el volúmen especifico del agua salada en pies^3/Ton.

$\Delta_s = \frac{12.974,88}{35} =$

$\Delta_s = 370,71$ toneladas //

Determinación del área de la sección media (Am) .-

Se obtiene de la relación:

$Cm = Am/B.H$

luego, $Am = Cm \times B \times H$

$Am = 0.827 \times 27.031 \times 10$

$Am = 223,54$ pies^2 //

Determinación del plano de agua (Aw) .-

Se obtiene de la relación:

$Cw = Aw/L.B$

luego: $Aw = Cw \times L \times B$

$Aw = 0.68 \times 100 \times 27.031$

$Aw = 1.838,108 \text{ pies}^2$ //

Determinación del francobordo (F) .-

Según Munro-Smith [1], el francobordo mínimo debe ser igual al diez por ciento de la manga en los remolcadores:

$F = 0.1 \times B$

$F = 0.1 \times 27.031$

$F = 2.70$ pies ó 2' 8-7/16" //

Este valor es satisfactorio por cuanto está cerca del valor de tres pies que es más o menos el francobordo señalado para remolcadores costaneros.

Determinación del puntal (D) .-

Se lo obtiene de la adición del calado con el francobordo:

$D = H + F$

$D = 10 + 2.7$

$D = 12.7$ pies ó 12' 8-7/16" //

Comprobación de las diferentes razones .-

Razón Eslora-Manga (L/B). Se señaló como igual a 3.70 para remolcadores costaneros y se comprueba que es satisfactoria para las variaciones de esta razón en los remolcadores:

$3.30 < L/B < 5$

Razón Manga-Calado (B/H). Esta relación es igual:

$B/H = 27.031/10$

$B/H = 2.70$ //

Este valor es satisfactorio porque se encuentra en la región - valor de 2.5 que para remolcadores señala Munro-Smith. [1]

Razón Eslora-Puntal (L/D). Esta relación es igual a:

$$L/D = 100/12.7$$

$$L/D = 7.8 \quad //$$

Valor de acuerdo a los requerimientos de estas razones para remolcadores: $7.2 < L/D < 10$

Razón Desplazamiento-Eslora ($\Delta_s/(0.01 \cdot L)^3$). Esta relación es igual:

$$\frac{\Delta_s}{(0.01 \cdot L)^3} = \frac{370.71}{(0.01 \times 100)^3}$$

$$\frac{\Delta_s}{(0.01 \cdot L)^3} = 370.71 \simeq 400 \quad //$$

Valor satisfactorio que según Argyriadis [2]:

$$200 < \Delta_s/(0.01 \cdot L)^3 < 450$$

Determinación del número cúbico ($L.B.D./100$).-

Este valor es igual:

$$\frac{L.B.D.}{100} = \frac{100 \times 27.031 \times 12.7}{100}$$

$$\frac{L.B.D.}{100} = 343.29 \quad //$$

Determinación de la superficie mojada (S).-

Se utiliza para este caso la fórmula de D. Taylor que dice:

$$S = Cs . \sqrt{\Delta . L}$$

Siendo Cs = coeficiente de superficie mojada en función de B, H, Cm, el mismo que se lo obtiene de la referencia [8]:

$$Cs = 15.3 \text{ para } \begin{cases} B/H = 2.7 \\ Cm = 0.827 \end{cases}$$

luego: $$S = 15.3 . \sqrt{370.71 \times 100}$$

$S = 2.945,25 \text{ pies}^2$ //

Cálculo estimado de la Potencia .-

En el caso de un remolcador para poder calcular la potencia se necesita conocer las resistencias totales que se presentan en las dos condiciones: Con y sin remolque.

Resistencia total del remolcador en condición de carrera libre. Se conoce que la resistencia total es la adición de las resistencias friccionales y residuales:

$$Rt = (Rf + Rr)\ 1.03$$

siendo 1.03 el factor de resistencia por apéndices para remolcadores con una sola hélice. [12].

Resistencia friccional : Se aplica la fórmula de Froude en la que se relaciona la superficie mojada, velocidad, y la resistencia friccional.

$$Rf = f \cdot S \cdot Vk^{1.825}$$

En donde f es la constante de fricción de Froude que para un bq que con una eslora de 100,pies es igual a 0.009207 5 .

$$Rf = 0.009207 \times 2.945,25 \times 12^{1.825}$$

$$Rf = 2.548,99 \text{ lbs.} \quad //$$

Resistencia residual: Para calcular la resistencia residual se utiliza la figura No.2, Pág. 16, de Argyriadis [2], presentada en este trabajo, que corresponde a curvas de Cp plotendas en función de Coeficientes de Resistencias Residuales (Cr) y razones de Velocidad-Eslora, para un valor constante de razón de desplazamiento-eslora igual a 400.

Se tiene que:

Con remolque < sin remolque
10.092,79 < 10.139,10

En consecuencia, la potencia efectiva que se va a estimar va a satisfacer a las dos condiciones.

Potencia efectiva (EHP).-

Se calcula la potencia efectiva que a tener el remolcador en función de la mayor resistencia total, la misma que corresponde a la velocidad de carrera libre.

Se tiene que:

$$EHP = \frac{Rt \times Vk}{325.5}$$

En donde 1 hp = 325.5 lbs . nudos.

$$EHP = \frac{10.139,10 \times 12}{325.5}$$

$$EHP = 373,7 \quad //$$

Potencia al eje mínima (SHPm).-

En el caso de un remolcador esta potencia se obtiene en función de la potencia efectiva (EHP) y el coeficiente de propulsión (e).

$$e = \frac{EHP}{SHPm}$$

Se conoce también que:

$$e = et \times ep \times eh \times err \qquad [8]$$

Valores que para el caso de este remolcador equipado con una sola hélice son:

$$e_t = 0,98 \qquad [8]$$

$$e_p = 0,65 \text{ (Buque pequeño)}$$

$$e_h = 1,0 \qquad [12]$$

$$e_{rr} = 1,0 \qquad [4]$$

Luego se obtiene que:

$$e = 0,98 \times 0,65 \times 1,0 \times 1,0$$

Resistencia total: Se concluye que:

$$Rtr = (715,93 + 539,21)\ 1.03$$

$$Rtr = 1.292,79 \text{ lbs.} \quad //$$

Resistencia total del buque de carga a ser remolcado.

Datos de este buque son: Eslora = 400 pies; y, desplazamiento = 11.000 toneladas.

De curvas de McEntee [5 , Vol. I] ploteadas en función de resistencias totales en libras por toneladas de desplazamiento vrs. sus bajas razones de Velocidad-Eslora, para buques de carga con una eslora de 400 pies y desplazamiento de 13.000 toneladas, se toma los siguientes datos:

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = \frac{6}{\sqrt{400}}$$

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 0.3$$

luego tenemos que:

$$\frac{Rtb}{\Delta} = 0,8 \text{ lbs/tons.}$$

Se tiene entonces que para un desplazamiento de 11.000 tons. - la resistencia que ofrece el buque es:

$$Rtb = 0,8 \times 11.000$$

$$Rtb = 8.800 \text{ lbs.} \quad //$$

Resistencia total del remolcador y el buque en condición de remolque: De los datos obtenidos anteriormente tenemos:

$$Rtrb = Rtb + Rtr$$

$$Rtrb = 8.800 + 1.292,79$$

$$Rtrb = 10.092,7 \text{ lbs.} \quad //$$

Se obtiene como conclusión que la condición de remolque ofrece - menor resistencia que la condición de carrera libre.

Con remolque < sin remolque
10.092,79 < 10.139,10

En consecuencia, la potencia efectiva que se va a estimar va a satisfacer a las dos condiciones.

Potencia efectiva (EHP).-

Se calcula la potencia efectiva que a tener el remolcador en función de la mayor resistencia total, la misma que corresponde a la velocidad de carrera libre.

Se tiene que:

$$EHP = \frac{Rt \times Vk}{325.5}$$

En donde 1 hp = 325.5 lbs . nudos.

$$EHP = \frac{10.139,10 \times 12}{325.5}$$

$$EHP = 373,7 \quad //$$

Potencia al eje mínima (SHPm).-

En el caso de un remolcador esta potencia se obtiene en función de la potencia efectiva (EHP) y el coeficiente de propulsión (e).

$$e = \frac{EHP}{SHPm}$$

Se conoce también que:

$$e = et \times ep \times eh \times err \qquad [8]$$

Valores que para el caso de este remolcador equipado con una sola hélice son:

$$e_t = 0,98 \qquad [8]$$

$$e_p = 0,65 \text{ (Buque pequeño)}$$

$$e_h = 1,0 \qquad [12]$$

$$e_{rr} = 1,0 \qquad [4]$$

Luego se obtiene que:

$$e = 0,98 \times 0,65 \times 1,0 \times 1,0$$

e = 0.637 //

Se tiene entonces:

SHPm = BHP/e

SHPm = 373.7/0.637

SHPm = 590.2 600 //

Esta potencia al eje obtenida es la adecuada para que el remolcador pueda navegar en las dos condiciones de velocidad.

Pero como se conoce que el remolcador es una fuente de poder y que sólo una parte de su potencia usa para su propulsión y para vencer sus resistencias, es necesario estimar entonces la potencia al eje necesaria (SHPns) en vista a obtener un buen rendimiento de fuerzas de empuje o "static bollard pull".

Potencia al eje necesaria (SHPns). En este remolcador se estima que esa potencia al eje necesaria sea el doble de la potencia al eje mínimo, luego:

SHPns = 2 x SHPm

SHPns = 2 x 600

SHPns = 1.200 //

Estimación del "bollard pull" (T) .-

Se aplica la fórmula de D. Argyriadis para remolcadores americanos:

T = 30 x SHPns (lbs.)

T = 30 x 1.200

T = 36.000 lbs. ó 16 Tons. //

Potencia al freno (BHP).-

Como se va a utilizar una máquina "Diesel-Eléctrica" con engranaje de reducción, se tiene que la eficiencia entre SHP y BHP es

de 83.7 por ciento por pérdidas distribuidas en la siguiente - forma:

Generador a motor	7.5 %
Caida de voltaje y otras pérdidas eléctricas	2.2 %
Engranajes y descansos	6.6 %
Total de pérdidas	16.3 %

Luego:

$$\frac{SHP}{BHP} = 83.7\ \%$$

$$BHP = \frac{SHP}{0.837}$$

$$BHP = \frac{1.200}{0.837}$$

BHP = 1.433,8 1.450 //

Se necesita para este remolcador en consecuencia una máquina a Diesel que entregue 1.450 caballos al freno de potencia.

Estimación de pesos promedios .-

Se puede conocer una estimación aproximada de pesos para este - remolcador de acuerdo a los criterios de Simpson (Tabla No.6, - Pág. 47) y de la U.S. Navy (Tabla No.4, Pág. 37), para de esta manera llegar a tener una idea del costo del remolcador.

Peso del casco en hierro (Wha). Se aplica la fórmula entregada en la tabla No.6 que dice:

$$Wha = L.B.D. \times 0.003 \quad (Tons.)$$

$$Wha = 100 \times 27.031 \times 12.7 \times 0.003$$

Wha = 102,96 Tons.

Pesos de accesorios y equipos del casco (Whe). El peso del casco en hierro representa el 70 % del peso del casco total de acuerdo a la Tabla No.7, Pág. 48 de Caldwell y el 30 % restante es -

el peso de madera, fundición, accesorios y otros equipo del casco. Luego tenemos que:

Who = 30,89 tons.

Peso total del casco (Wh). Está dado por la suma de Wha y Who.

Wh = 102,98 + 30,89

Wh = 133,87 Tons. //

Peso de la superestructura (Wsp).-

Para poder determinar este peso se asume que se va a colocar una superestructura cuyas dimensiones promedias son:

b = ancho = 21 pies

l = longitud = 48 pies

d = altura = 7 pies

Luego se aplica la siguiente expresión:

Wsp = l x b x d x 0.001 tons.

Wsp = 48 x 21 x 7 x 0.001

Wsp = 8.064 tons. //

Peso de grafitería, soldadura, equipos, herramientas (Wou).

Se aplica la expresión entregada en la Tabla No.6

Wou = L x 0.35 Tons.

Wou = 100 x 0.35

Wou = 35 Tons. //

Peso de madera, ensambles, accesorios (Wj).

Se aplica la fórmula dada por Simpson para remolcadores motigrnos: Wj = L.B.D. x 0.001

Wj = 100 x 27,031 x 12,7 x 0.001

Wj = 34.32 Tons. //

Peso de la maquinaria (W_{mq}). Este peso se descompone en peso de la máquina Diesel y pesos de generador, motor, etc.

$$W_{mq} = W_{mpd} + W_{gmea}$$

Peso de la máquina Diesel: Se asume que cada 500 SHP pesan 12 toneladas, luego:

$$W_{mpd} = 1.200/500 \times 12$$

$$W_{mpd} = 28.8 \text{ Tons.}$$

Peso de generador, motor, engranaje de reducción, tableros de control y maquinaria auxiliar: Se asume que este peso es casi el doble del peso de la máquina Diesel, de acuerdo a remolcadores similares equipados con este tipo de propulsión; luego,

$$W_{gmea} = 2 \times W_{mpd}$$

$$W_{gmea} = 2 \times 28,8$$

$$W_{gmea} = 57.6 \text{ Tons.}$$

Se tiene entonces que el peso total de la maquinaria es igual:

$$W_{mq} = 28,8 + 57,6$$

$$W_{mq} = 86,4 \text{ Tons.} \quad //$$

Peso estimado del desplazamiento ligero (Δ_L).-

Con los pesos anteriormente calculados, se puede determinar el desplazamiento ligero (Δ_L) que representa la suma de todos ellos:

$$\Delta_L = W_h + W_{sp} + W_{cu} + W_j + W_{mq}$$

$$\Delta_L = 133,67 + 8,064 + 35 + 34,32 + 86,4$$

$$\Delta_L = 297,65 \text{ Tons.} \quad //$$

Peso estimado del peso muerto (PM).-

Este peso representa la diferencia entre el desplazamiento total menos el desplazamiento ligero:

$PM = \Delta_T - \Delta_L$

$PM = 370.71 - 297.65$

$PM = 73.06$ Tons.

Este peso muerto a su vez se compone de los siguientes pesos en un remolcador:

Peso de lastre	= Wb
Peso de combustible	= Wfo
Peso de lubricante	= Wlb
Peso de agua potable	= Wfw
Peso de víveres	= Wv
Peso de vestidos, cantina, equipos, tripulación	= Wvest
Peso muerto (PM)	= 73,06 Tons.

Se asume que este remolcador lleva una tripulación de 12 hombres, de acuerdo a datos suministrados por remolcadores similares.

Para calcular los pesos de combustible, lubricante, agua, víveres, se los efectúa considerando la velocidad y potencia requerida para la condición de remolque, para obtener los valores máximos de cada uno de ellos.

Se necesita conocer por lo tanto el tiempo que va a permanecer durante su radio de acción. Es interesante anotar que tanto para Panamá, Callao y las Islas Galápagos, la distancia promedio que existe desde Guayaquil, Puerto que será su centro de operación y abastecimiento, es de 700 millas. Por consiguiente, al diseñar el remolcador para una autonomía de unas 2.000 millas se obtiene un amplio margen de seguridad tanto para los viajes de ida y regreso, como

para cualquier posible emergencia o necesidad.

SE determina el tiempo necesario:

$$\text{tiempo} = \frac{\text{Distancia}}{\text{Velocidad de remolque}}$$

Tiempo = 2.000/6

Tiempo = 333.3 horas = 14.7 días $\simeq$ 15 días //

Peso de víveres (Wv). Para este cálculo se aplica la Tabla No.4 Pág. 37, y se obtiene:

$$Wv = Wvr + Wvs$$

Fórmula que indica que este peso es la suma de los víveres secos y refrigerados.

Víveres secos:

$$Wvs = 3.25 \times 12 \times 15 \text{ lbs.}$$

$$Wvs = 585 \text{ lbs.}$$

$$Wvs = 0.261 \text{ Tons.}$$

Víveres refrigerados:

$$Wvr = 3.79 \times 12 \times 15 \text{ lbs.}$$

$$Wvr = 682.6 \text{ lbs.}$$

$$Wvr = 0.304 \text{ Tons.}$$

Peso total de víveres:

$$Wv = 0.261 + 0.304$$

$$Wv = 0.565 \text{ Tons.} \quad //$$

Peso de uso de cantina, vestidos y equipos especiales y la tripulación.- (Wvest).

De la misma Tabla No.4 se obtiene los datos necesarios para calcular estos pesos.

Peso total es igual:

$$Wvcet = Wvc + We + Wt$$

Peso de vestidos y cantina:

$$Wvc = 1.111 \times 12 \times 15 \text{ lbs.}$$

$$Wvc = 200 \text{ lbs.}$$

$$Wvc = 0.089 \text{ Tons.}$$

Peso de equipos especiales:

$$We = 38 \times 12 \text{ lbs.}$$

$$We = 456 \text{ lbs.}$$

$$We = 0.201 \text{ Tons.}$$

Peso de la tripulación:

$$Wt = 150 \times 12 \text{ lbs.}$$

$$Wt = 1.800 \text{ lbs.}$$

$$Wt = 0.803 \text{ Tons.}$$

La suma total de estos pesos es igual:

$$Wvcet = 0.089 + 0.201 + 0.803$$

$$Wvcet = 1.093 \text{ Tons.} \quad //$$

Peso del agua total (Wfv).-

De la referencia anterior se señala que un hombre utiliza para todas sus necesidades alrededor de 25 galones de agua potable - por día. Es necesario también calcular el agua dulce para uso - en la máquina diesel y los generadores, luego este peso es igual:

$$Wfv = Wfm + Wfve$$

Peso de agua para la maquinaria: Se estima que el agua para refrigeración de la máquina Diesel y los motogeneradores son igual a una tonelada:

$$Wfm = 1 \text{ Tons.}$$

Peso de agua para el consumo de tripulación: De lo indicado anteriormente se obtiene que:

Wfvc = 25 x 12 x 15 galones

Wfvc = 4.500 galones.

Como se conoce que un galón = a 8.34 lbs.

Wfvc = 4.500 x 8.34 lbs.

Wfvc = 37.530,0 lbs.

Wfvc = 16.7 Tons.

Peso total del agua potable:

Wfv = 1 + 16.7

Wfv = 17.7 Tons. //

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959
BIBLIOTECA

Peso del combustible (Wfo).-

Este peso es la suma del combustible a consumirse más el combustible de reserva y el residual. Para encontrar el peso total del combustible se puede aplicar la siguiente fórmula:

$$Wfo = \frac{\text{Distancia} \times SHPm \times c.s. \times 1.10 \times 1.02}{2.240 \times \text{velocidad de remolque}}$$

En donde:

c.s. = consumo especifico para máquinas Diesel modernas y cuyo valor es igual a 0.5 lbs/SHP x hora.

1.10 = Factor por combustible de reserva para remolcadores.

1.02 = Factor por combustible residual.

SHPm = Potencia al eje mínima a la condición de remolque.

$$Wfo = \frac{2.000 \times 600 \times 0.5 \times 1.10 \times 1.02}{2.240 \times 6}$$

Wfo = 50 Tons. //

Peso del lubricante (Wlb) .-

Se puede calcular con la misma fórmula anterior, pero considerando que el consumo especifico para lubricantes en máquinas -

Diesel modernas es igual a 0.0025 lbs/hp . hora[2].

$$Wlb = \frac{2.000 \times 600 \times 0.0025 \times 1.10 \times 1.02}{2.240 \times 6}$$

Wlb = 0.25 Tons. //

Peso de lastre (Wb) .-

Se puede encontrar este peso por medio de la diferencia entre - el peso muerto y todos los pesos que la componen, los mismos que ya han sido calculados. Es necesario colocar lastre para que no varie el desplazamiento total o en su defecto se puede aumentar el peso del casco, ya sea reforzando su estructura o colocando material de mayor espesor.

Como el remolcador es una embarcación auxiliar y por el servicio que realiza no influye en su actividad, el colocar lastre para igualar los pesos, tal como en caso contrario ocurre en los buques de carga y pasajeros. Este lastre en el caso de que sea necesario está formado por bloques de hierro (Chanchas) ubicadas en el fondo de la embarcación, o en tanques para agua salada, colocados inmediatamente atrás del "peak de proa" o pañol de cadenas.

Todo remolcador para poder salir a operar debe tener el lastre necesario para obtener el calado y desplazamiento de diseño correcto, y así de esta manera evitar cualquier peligro que se - puede presentar por el desmejoramiento de la estabilidad.

Wb = PM - (Wfo + Wlb + Wfw + Wvest + Wv)

Wb = 73.06 - (50 + 0.25 + 17.7 + 1.093 + 0.565)

Wb = 3.45 Tons. //

Es peso es bien pequeño, lo que nos permite señalar que la estimación de pesos está más o menos correcta con relación al desplazamiento total estimado.

Estabilidad .-

Determinación estimada de KG. Se aplica la aproximación que para remolcadores Costaneros entrega Munro-Smith, el mismo que es igual:

$$KG = 0.9 \times D$$

$$KG = 0.9 \times 12.7$$

$$KG = 11.43 \text{ pies.} \quad //$$

Determinación estimada de KB. Con la fórmula de Morrish se establece la distancia vertical del centro de boyantés desde la base:

$$KB = 1/3\ (5B/2 - \nabla/Aw)$$

$$KB = \frac{1}{3}\left(\frac{5 \times 10}{2} - \frac{12.974,88}{1.838,10}\right)$$

$$KB = 5,96 \text{ pies} \quad //$$

Determinación estimada de la altura metacéntrica (GM). De acuerdo al Ingeniero Naval A. MANDELLI [11], el GM en relación a la manga representa del 10 al 12 por ciento del valor de ella. Se asume que: $GM = 0.12 \times B$

$$GM = 0.12 \times 27.031$$

$$GM = 3.24 \text{ pies} \quad //$$

Este valor es satisfactorio como se demuestra en el Apéndice B, al ser comparado este remolcador propuesto con otro ya diseñado

para la técnica americana de remolcadores Costaneros convencionales.

Determinación estimada de KM. Este valor se conoce que es igual a la suma de KG más la altura metacéntrica (GM):

$$KM = KG + GM$$

$$KM = 11.43 + 3.24$$

$$KM = 14.67 \text{ pies} \quad //$$

Determinación estimada del radio metacéntrico transversal. Se conoce también que KM es igual a KB más el radio metacéntrico transversal (BM):

$$KM = KB + BM$$

Despejando: $BM = KM - KB$

$$BM = 14.67 - 5.98$$

$$BM = 8.69 \text{ pies} \quad //$$

Posición de CB debajo de la línea de agua (LWL). El valor de esta posición de CB debajo de LWL es la diferencia que existe entre el calado y la altura del centro de boyantéz desde la base (KB).

Posición de CB debajo de LWL = H - KB = 10. - 5.98 = 4.02 pies //

Estimación de la óptima localización del LCB. Utilizando la fórmula empírica que se señala para los remolcadores se obtiene:

Posición de LCB = P = 0.01 x L (atrás de la sección media)

$$P = 0.01 \times 100$$

$$P = 1.0 \text{ pies (Hacia popa desde la sección media)} \quad //$$

En el Apéndice A se comparan remolcadores Costaneros ingleses y americanos con el propuesto en este trabajo, en los ítems señalados por la tabla No.1. El remolcador americano tiene sus referencias en

la tabla No.2 de B. Argyriadis. En el Apéndice B los datos de este último remolcador se presentan más extensos.

Diseño de la hélice para el remolcador propuesto .-

El diseño de la hélice en un remolcador posee una especial importancia, por cuanto se requiere que un buen diseño de ese elemento proporcione a la embarcación la máxima tracción posible a la velocidad de remolque y al mismo tiempo lo permita al remolcador efectuar su velocidad de carrera libre deseada.

Se va a utilizar para este diseño el método básico de Taylor, que consiste en determinar la potencia de empuje del buque, utilizando luego las pruebas recopiladas en forma de diagramas para el diseño de la hélice. Los pasos a seguirse son los indicados en la referencia 12.

La hélice a ser diseñada es una sola del tipo B4-.40, o sea, que posee cuatro aspas o palas y una razón área-disco ó área desarrollada (R. A. R.) igual a 0.40. La razón de ancho medio del aspa (R.M. R.) es igual a 0.20 y la razón de espesor del aspa (R.T.R.) igual a 0.045. El diámetro del núcleo o nuez es el 1/6 del diámetro de la hélice. El paso a determinarse es el obtenido para los extremos de las palas, existiendo una reducción del paso hacia la raíz en un porcentaje igual al 20 % .

Cálculos para el diseño de la hélice:

1ro. Velocidad de carrera libre (Vk).-

Como se ha determinado en nuestro caso que la mayor resistencia que el remolcador encuentra es a la condición libre o sin remolque, se utilizan esta velocidad para el cálculo de la velocidad

de avance.

Vk = 12 nudos //

2do.Potencia efectiva. Incluido apéndices. (EHP).-

Esta potencia anteriormente calculada considerando la resistencia por apéndices que ocurren para remolcadores equipados con una sóla hélice, señala un valor igual:

EHP = 373.7 //

3ro.Diámetro de la hélice podido (D).-

El diámetro de la hélice sugerido para este remolcador de acuerdo a comparaciones con remolcadores Costaneros similares, se establece igual a nueve pies.

D = 9'-0" //

4to.Número Normal de R.P.M..-

De acuerdo a comparaciones efectuadas con remolcadores costaneros similares, equipados con máquinas Diesel-Eléctricas, las R.P.M. para este clase de embarcaciones varía entre valores mayores y menores a 200. Se establece para este caso que las revoluciones por minuto son iguales a 215.

R.P.M. = 215 //

5to.Número de revoluciones útiles (N).-

Generalmente se ha establecido en el diseño de la hélice que:

N = 0.93 R.P.M. (Normal)

Luego, N = 0.93 x 215

N = 200 //

6to.Coeficiente bloque (Cb).-

Se ha determinado en cálculos anteriores que el coeficiente blg que es igual a 0.48.

Cb = 0.48 //

7mo. Fracción de estela (w).-

Considerando la tabla de Volker [12], conociendo que el remolcador está propulsado con una sóla hélice y que posee un Cb igual a 0.78, se obtiene que la fracción de estela es igual a 0.14.

$$w = 0.14 \quad //$$

8vo. Eficiencia del casco (e_h).-

De la misma tabla de Volker y haciendo las mismas consideraciones, se determina que la eficiencia del casco es igual a la unidad.

$$e_h = 1.0 \quad //$$

9no. Eficiencia estimada de la hélice (e_{po}).-

Esta eficiencia ya ha sido estimada para el cálculo del coeficiente de propulsión, considerando que este remolcador es un buque pequeño.

$$e_{po} = 0.65 \quad //$$

10mo. Potencia entregada a la hélice al final del eje (P ó BHP).-

Se conoce que BHP es igual a DHP menos pérdidas debidas por la hélice y el casco, luego:

$$DHP = P = \frac{EHP}{e_h \cdot e_{po}}$$

$$P = \frac{373.7}{1.0 \times 0.65}$$

$$P = 574.61 \quad //$$

11vo. $P^{\frac{1}{3}}$.-

Efectuando esta operación se tiene:

$$P^{\frac{1}{3}} = 574.61^{\frac{1}{3}}$$

$$P^{\frac{1}{3}} = 24 \quad //$$

12vo. Velocidad de avance (V').-

Se determina esta velocidad conociendo la fracción de estela y la velocidad real del buque.

$$V' = Vk\,(1 - w)$$

$$V' = 12\,(1 - 0.14)$$

$$V' = 10.32 \text{ nudos.} \quad //$$

13vo. $(V')^{2.5}$.-

Efectuando esta operación se obtiene:

$$(V')^{2.5} = 10.32^{2.5}$$

$$(V')^{2.5} = 340 \quad //$$

14vo. Constante de Póder entregado a la hélice o recibido por el propulsor (B_p)

Esta constante se calcula por medio de la fórmula entregada por Taylor:

$$Bp = \frac{N \cdot P^{\frac{1}{2}}}{(V')^{2.5}}$$

$$Bp = \frac{200 \times 24}{340}$$

$$Bp = 14.1 \quad //$$

15vo. Constante de retrocesos (δ).-

Esta constante también proporcionada por Taylor se calcula por la fórmula :

$$\delta = N.D./V'$$

$$\delta = 200 \times 9.0/10.32$$

$$\delta = 173.4 \quad //$$

16vo. Eficiencia real de la hélice (e_{pr}).-

Esta eficiencia real de la hélice se determinada de la Carta 7-A para este tipo de hélice [12], en donde se encuentran curvas de

eficiencias y constantes de retroceso plotedas para valores - curtesianos de Constantes de Poder y Razones de Paso.

En el punto de coordenadas cutinado con los valores de Bp y se encuentra una eficiencia real de la hélice igual a 0.635.

$$\eta_{pp} = 0.635 \quad //$$

17vo. Razón de Paso (Paso/D).-

En la anterior Carta se señala también la razón de paso, la misma que es igual a 0.67.

$$\frac{Paso}{D} = 0.67 \quad //$$

Este valor se encuentra entre los límites señalados para ruxiliadores, los mismos que son:

$$0.6 < \frac{Paso}{D} < 0.8$$

18vo. Paso .-

El paso de dichos de la fórmula arriba mencionada:

$$Paso = 0.67 \times D$$

$$Paso = 0.67 \times 9.0$$

$$Paso = 6.03 \text{ pies ó } 6' - 0-3/8" \quad //$$

19vo. Coeficiente de retroceso real (Sr).-

Este coeficiente se determina por medio de la siguiente fórmula:

$$1 - Sp = \frac{V'}{Paso \times N}$$

$$1 - Sr = 10.32/6.03 \times 300$$

$$Sr = 0.145 \quad //$$

20vo. Coeficiente de retroceso aparente (Sa).-

Se determina este coeficiente por la expresión siguiente:

$$1 - Sa = \frac{1 - Sr}{1 - w}$$

$$1 - Sa = \frac{1 - 0.145}{1 - 0.14}$$

$$Sa = 0.006 \quad //$$

21vo. Diámetro de la maza.-

Como condición de diseño se estableció que se utilizaría la relación indicada en la Carta 7-A, que señala que:

Diámetro de la maza = 1/6 D

= 1/6 x 9.0

Diámetro del núcleo = 1.5 pies ó 1' - 6" //

22vo. Reducción del paso hacia la raíz.-

Esta reducción se señaló que sería igual a un porcentaje del 20 por ciento. Luego se obtiene:

Reducción del paso hacia la raíz = 0.2 x Paso

= 0.2 x 6.03

Reducción del paso hacia la raíz = 1.206 pies ó 1' - 2-1/2" //

Es necesario indicar que no se realiza un nuevo ciclo de cálculos por cuanto la diferencia que existe entre los valores de eficiencias estimada y real de la hélice es de un valor mínimo.

El sumario de los cálculos de este diseño de la hélice se encuentran en el Apéndice C .

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES.

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES .-

Ligero análisis de la situación de los remolcadores en el Ecuador.

En nuestro país los remolcadores han desempeñado un papel muy importante, especialmente con el relacionado a nuestra economía, y así vemos un pequeño desarrollo en la construcción de estas embarcaciones en forma simultánea con la producción ascendente del oro verde ecuatoriano.

El primer remolcador en el Ecuador de acuerdo a un criterio razonable de diseño y a su función requerida data del año de 1.911, - el mismo que fue construído por un astillero europeo en esa fecha y posteriormente traído al país por armadores particulares.

Realizando una encuesta y un estudio real y estimado de los remolcadores en el Ecuador [7], entrecomillamos los siguientes datos interesantes: Que hasta el año de 1.942 (Apéndice D), existían alrededor de 14 remolcadores en servicio de nuestro litoral, todos ellos de hierro y de construcción extranjera [10], Más tarde, debido a - los efectos que se derivaron en todo el orbe como producto de la Segunda Guerra Mundial, se registra un receso en la adquisición de dichas embarcaciones, para luego el iniciarse la década de 1.950, como consecuencia del fomento agrícola y exportación del banano, se produce y nace la construcción de remolcadores, aunque en una forma empírica y ocasional, para utilizarlos en el remolque de barcazas y lanchones de hierro que llevan en su interior a la fruta mencionada, - ordenada en racimos o cajas.

Este sistema de transporte es apropiado para los lugares en dog de no existen carreteras o sólo poseen los denominados "caminos de verano", por cuanto llegado el invierno debido a su crudeza los ig posibilita para el paso de vehículos, pero en cambio incrementa el caudal de los ríos y permite el fácil acceso y navegación de estas embarcaciones hacia esos centro de producción.

El total de remolcadores en servicio es aproximadamente de 138 unidades. Debemos anotar que con base a los datos reales obtenidos tenemos un aumento estimado hasta el año de 1.964 de cinco remolcadores por año (Figura 14, Pág. 108). De acuerdo a ese factor predicador, podemos conjeturar que para el año de 1.975 existan una producción anual de nueve remolcadores, si seguimos con el ritmo de trabajo actual y si otros factores no inciden en la baja o alta de esta técnica naval.

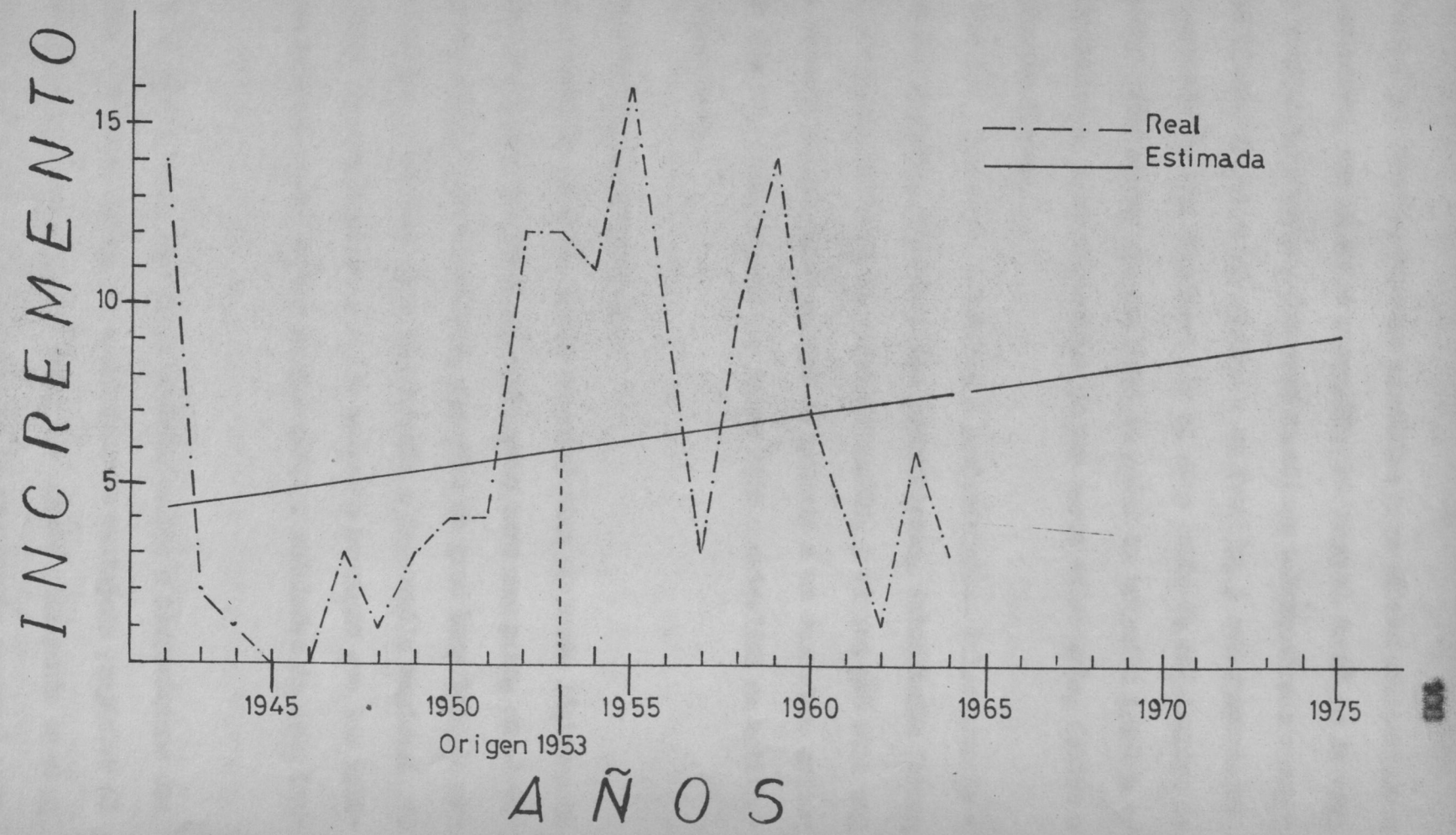
Los remolcadores de construcción nacional son evidentemente elaborados con material importado, pero poseen igual y aun a veces menos costo de fabricación que sus similares extranjeros, cuyos precios compiten en el mercado internacional, debido al bajo costo de la mano de obra y a la factibilidad del medio.

Como estas embarcaciones realizan en nuestro medio funciones en el campo agrícola y en los ríos, la clase de estos remolcadores se podría denominar de Río, es por esto que debemos dar la mayor importancia al diseño de estos remolcadores segín las técnicas americanas o europeas, delineadas en páginas anteriores en este trabajo.

Debemos sobre todo insistir en lo últimamente expuesto, por cuanto los defectos y las técnicas de construcción primitivas actualmente

FIG. 14

Curvas Real y Estimada de los Remolcadores en el Ecuador



utilizadas por las denominadas parrillas o varaderos existentes en nuestro medio, con la única excepción del Arsenal Naval de la marina de guerra del Ecuador, dan como resultado embarcaciones cargueros de líneas de forma apropiadas a su función, y con desventajas a la economía de los Armadores por el alto costo de maquinarias de excesivos caballajes, que realizan un poder de tracción igual a otras inferiores, pero explotadas en una mayor eficiencia, debido a un correcto diseño.

Sólo los organismos estatales o semiestatales, tales como la Armada del Ecuador, Ferrocarriles ecjatorianos, Autoridades Portuarias, Instituto Nacional de Electrificación, y alguna que otra compañía privada poseen remolcadores de acuerdo a un verdadero criterio de diseño, precisamente por haber sido construídos en astilleros extranjeros.

Conclusiones y observaciones .-

Del resultado de todos estos conocimientos se puede lógicamente deducir que tanto las técnicas americanas como europeas, en el diseño particular de remolcadores, reportan un gran beneficio de orden económico y técnico para el adelanto o desarrollo nacional de esta clase de construcciones a los países o empresas que los apliquen de acuerdo a las normas establecidas y señaladas en este trabajo.

En lo referente a los tipos convencionales o hidrodinámicos con relación a nuestro medio, es completamente ventajoso propiciar el diseño del último tipo mencionado, por cuanto analizando su especial forma del casco y la carencia de la maquinaria especial para

los trabajos de un tipo convencional en la mayoría de los talleres del país, se señala como más sencilla y factible esta operación - por el uso de planchas rectas, que en su mayoría componen este diseño; además, que a la par se aprovecharía de la reducción de hombres-hora de trabajo, comprobados por los ingenieros navales europeos. A su vez en una forma conjunta con el bajo costo de mano de obra de nuestros obreros, se alcanzaría de esta manera una gran - ventaja económica, cualidad que en un futuro próximo podría competir en igualdad o superioridad de condiciones con los remolcadores extranjeros.

La aplicación de remolcadores con diseños de tobera Kort debe ser considerada con bastante atención, por cuanto este aditamento proporciona a estas embarcaciones un mayor empuje con un menor embalaje, y por consiguiente, un menor consumo de combustible y tamaño de la máquina. Las experiencias y el uso que hacen de ella en Europa y en los Estados Unidos de N.A., nos enseñan de las economías que realizan los armadores al equipar los remolcadores con toberas Kort. Aquí en el Ecuador reconociendo la eficiencia y economía comprobada del uso de las toberas Kort, se podría incrementar la construcción de buques con este tipo de diseño, por cuanto su instalación no sólo es exclusividad de los remolcadores, sino también de lanchones autopropulsados, gabarras ("Ferry-Boats", pesqueros, etc. o embarcaciones que realizan un trabajo pesado o de arrastre

Por último se puede concluir que un diseño ideal de un remolcador, según mi opinión, es aquel que posea un casco de formas hidrodinámicas y a su vez esté equipado con una tobera Kort alrededor de la hélice.

"A P E N D I C E S"

APENDICE "A"

COMPARACION ENTRE HIDROLCADORES TIPOS COSTANEROS INGLESES Y AMERICANOS CON EL PROPUESTO, SEGUN LOS ITEMS DE LA TABLA 1

	INGLES	AMERICANO	PROPUESTO
L.B.P.	100 - 0	101 - 0	100 - 0
B	25 - 6	28 - 6	27 - 0-3/8
D	12 - 8	15 - 5	12 - 8-7/16
T_{medio}	10 - 3	11 - 6	10 - 0
D.W.P.	1.400	1.800	1.450
Vk (Nudos)	12.75	12.75	12.9
Núm. Holland Full	16.25	20	16
Número de hélices	1	1	1
L/B	3.92	3.53	3.70
L/D	7.91	6.56	7.8
B/T	2.49	2.19	2.70

APENDICE "B"

RELACION ENTRE EL REMOLCADOR PROPUESTO AMERICANO CON UN REMOLCADOR COSTANERO DISEÑADO SEGUN LA TECNICA AMERICANA

	Y.T.B. (Americano)	Propuesto (Americano)
L.B.P.	101 - 0	100 - 0
B.	28 - 6	27 - 0-3/8
D.	15 - 5	12 - 8-7/16
Hmedio	11 - 6	10 - 0
ΔT(Tons.)	412	370.71
GB debajo de LWL	4.65	4.02
LCB atrás m	0.50	1.00
Hminimo	3 - 0	2 - 8-7/16
Cb	0.448	0.48
Cp	0.564	0.58
Cm	0.795	0.827
Cw	0.701	0.68
$\Delta/(0.01 \times L)^3$	400	370.71
$Vk/\sqrt{L}$ (carrera libre)	1.27	1.2
BM	6.90	8.69
GM	3.20	3.24
Superficie mojada (pies^2)	3.620	2.945,25
Combustibles (Tons.)	60	50
Agua potable (Tons.)	15	17.7
Vk (Nudos)	12.75	12
SHP necesaria	1.500	1.200
Tipo de máquina	Diesel Eléctrica	Diesel Eléctrica

Bollard Pull (Tons.)	20	16
Autonomia (milles)	2.050	2.000
R.P.M.	137/168	215
Diâmetro hélice	10 - 9	9 - 0
Paso hélice	8 - 2	6 - 0-3/8

APENDICE "C"

SUMARIO DE LOS VALORES CALCULADOS PARA EL DISEÑO DE LA HELICE

Velocidad de carrera libre	Vk	12
Potencia efectiva (Incluido apéndices)	EHP	373.7
Potencia entregada a la hélice	DHP = P	574,61
Número de revoluciones (Normal)	RPM	215
Número de revoluciones útiles	N	200
Eficiencia del casco	e_h	1.0
Eficiencia estimada de la hélice	$e_{/o}$	0.65
Eficiencia real de la hélice	e_{pr}	0.635
Fracción de estela	W	0.14
Velocidad de avance	V' (Nudos)	10.32
Constante de poder entregado a la hélice	Bp	14.1
Razón de paso	Paso/D	0.67
Constante de retroceso		173,4
Diámetro de la hélice	D	9 - 0
Paso de la hélice	Paso	6' - 0-3/8"
Coeficiente de retroceso real	Sr	0.145
Coeficiente de retroceso aparente	Sa	0.006
Razón de ancho medio del aspa	M.W.R.	0.20
Razón de espesor de aspa	B.T.R.	0.045
Número de aspas o palas		4
Número de hélices		1
Razón de área desarrollada	D.A.R.	0.40
Diámetro de la maza	1/6 D	1 - 6
Reducción del paso hacia la raiz	20 %	1 - 2-1/2

APENDICE D

AJUSTE DE LA RECTA POR EL METODO DE LOS MINIMOS CUADRADOS CON UN NUMERO IMPAR DE OBSERVACIONES.- APLICACION A LOS REMOLCADORES EN EL ECUADOR PARA SU EXTRAPOLACION.-

Años u Observaciones	Incremento Yi	Coef. de Relación Xi	Xi^2	Xi Yi	Y^X
1.942	14	-11	121	-154	4,383
43	2	-10	100	-20	4,530
44	1	-9	81	-9	4,677
45	-	-8	64	-	4,824
46	-	-7	49	-	4,871
47	3	-6	36	-18	5,118
48	1	-5	25	-5	5,265
49	3	-4	16	-12	5,412
50	4	-3	9	-12	5,559
51	4	-2	4	-8	5,706
52	12	-1	1	-12	5,853
1.953	12	0	0	-250	6,000
54	11	1	1	11	6,147
55	16	2	4	32	6,294
56	9	3	9	27	6,441
57	3	4	16	12	6,588
58	10	5	25	50	6,735
59	14	6	36	84	6,882
60	7	7	49	49	7,029
61	4	8	64	32	7,176
62	1	9	81	9	7,323
63	6	10	100	60	7,470
1964	3	11	121	33	7,617
$\Sigma Obs = 23$	$\Sigma Yi = 138$	$\Sigma xi = 0$	$\Sigma xi^2 = 1012$	+399	
				$Dif\ xi\ yi = 149$	

$Y^X = aXi + b$ (Ecuación de la Recta Estimada)

$a = \frac{Dif.XiYi}{\Sigma Xi^2}$ (Coef. angular o cantidad que aumenta la Producción)

$b = \frac{\Sigma Yi}{\Sigma Obs.}$ (Coef. de Posición)

$$a = \frac{149}{1012} = 0,147 \qquad b = \frac{138}{23} = 6,00$$

$Y^X = 0147Xi + 6$ (Origen en el año de 1953)

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

LIBROS

1 Merchant Ship Design. Tug Design.
R. Munro-Smith M.Sc. M.R.I.N.A.
HUTCHINSON OF LONDON 1.964

2 Modern Tugs Design with Particular Emphasis on Propeller Design, Maneuverability, and Endurance.
Doros A. Argyriadis Associate Member of the American Society of Naval Architects and Marine Engineers.
TRANSACTIONS OF THE SNAME, 1957 Vol.65

3 Arte Naval
A. Baistrocchi 4ta. edición.
EDITORIAL GUSTAVO GILI, S.A. ESPAÑA 1.956.

4 Naval Architecture
B. Baxter M.Sc. M.I.N.A.
THE ENGLISH UNIVERSITIES PRESS LTD. 1.959

5 Principles of Naval Architecture (I y II)
H. Rossell and L. Chapman
THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS 1.962

6 Teoría del Buque y sus aplicaciones.
Carlos Codino Gil, Ing. Naval, 2da. Edición.
EDITORIAL GUSTAVO GILI, S.A. ESPAÑA 1.956.

7 Curso de Estadística General.
Héctor Fantoni Econ.
Facultad de Ciencias Económicas. Universidad de Guayaquil, 1.966.

8 The Theory and Technique of Ship Design.
G. Manning D.Sc.
THE M.I.T. PRESS 1.956.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL
BIBLIOTECA

9 Máquinaria Marítima Auxiliar

W. J. Fox M.I. Mar.E.

BIBLIOTECA NAUTICA UTEHA, 1.965

10 Archivos de la Dirección de la Marina Mercante y del Litoral

Guayaquil, 1.966.

11 Elementos de Arquitectura Naval

Antonio MENDELLI

LIBRERIA Y EDITORIAL ALSINA, ARGENTINA, 1.960.

12 Modern Marine Engineer's Manual (Vol.II)

Cornell Maritime Press.

CAMBRIDGE MARYLAND, 1.943.

REVISTAS

13 The Kort Nozzle for Propulsive Efficiency

Richard P. Winter USN.

UNITED STATES NAVAL INSTITUTE PROCEEDINGS. No.681, Vol 85,

November 1.959.

14 Tugs and Towing

L.R. Stouter U.S.N.

UNITED STATES NAVAL INSTITUTE PROCEEDINGS No.727, Vol. 89,

September 1.963.

DICCIONARIOS

Diccionario Hispánico Universal

W.M. JACKSON INC. MEXICO, 1.962

Diccionario Inglés-Español

Arturo Cuyás Armengol

Ediciones HYMSA, ESPAÑA 1.960.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1969 GUAYAQUIL

BIBLIOTECA

Diccionario Marítimo

Julián Amich

EDITORIAL JUVENTUD, ESPAÑA, 1.956.

Vocabulario Marítimo Inglés-Español - Español-Inglés

Juan Navarro Dagnino

EDITORIAL GUSTAVO GILI, S.A., ESPAÑA, 1.957

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
1959
GUAYAQUIL

BIBLIOTECA

AGRADECIMIENTO :

Al Ingeniero Marcelo Arcos R., Director de Tesis y Jefe del Departamento de Ingeniería Naval, por sus valiosos consejos y guía para la realización y culminación de este trabajo.

ROBERT TOLEDO ECHEVERRIA.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL - GUAYAQUIL - 1959

BIBLIOTECA