

T
623.828
F634

“Estudio Teórico y Experimental sobre eficiencia de las
líneas de forma de Buques Pesqueros construídos
en el País desde el punto de vista de
Resistencia a la Propulsión”

TESIS DE GRADO

Para obtener el Título de Ingeniero Naval

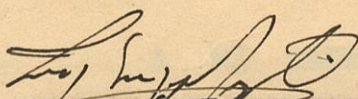
PRESENTADA POR:

ARMANDO FLORES HIDALGO

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

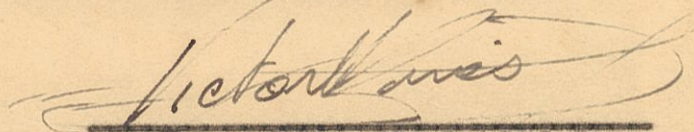
1969

CERTIFICACION



MIGUEL PUIG O.
Ingeniero Naval,
DIRECTOR DE TESIS.

A PROBACION



CPFG. VICTOR H. GARCÉS P.
Ingeniero Mecánico,
DIRECTOR DEL DPTO. DE INGENIERIA NAVAL.

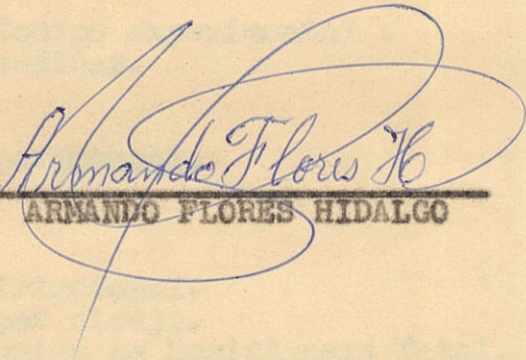
El gradúado para **A MI MADRE** Profesores de la
Escuela Superior Politécnica del Littoral, y de cursos
especial al Ing. Miguel Ruiz Vique, Director de la pre-
sente Tesis, y al Sr. Genaro Pizarro, quien colaboró en
la misma.

SE RESPONSABILIDAD POR LOS REPOS, LINDA Y DEL
TRABAJO REALIZADO EN ESTA TESIS, CORRESPONEN DE
MISMO. Mi gratitud para el plantel de Profesores de la
Escuela Superior Politécnica del Litoral, y de manera -
especial al Ing. Miguel Puig Ortiz, Director de la pre-
sente Tesis, y al Sr. Ossian Frydson, quién colaboró en
la misma.

Guayaquil, octubre 2, 1963

LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTOS EN ESTA TESIS, CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE AL AUTOR.

Artículo VI del Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la Escuela Superior Politécnica del Litoral.


ARMANDO FLORES HIDALGO

Guayaquil, Octubre 2, 1.969

INDICE

	<u>PAGINAS</u>
I Objetivos del Estudio.	1
II Antecedentes y Fundamentos.	3
III Características de los buques a analizarse.	12
IV Descripción del Equipo experimental :	13
a) Aparatos de medidas.	13
b) Modelos.	18
V Procedimiento experimental.	21
VI Teoría :	23
a) Similitud.	26
b) Resistencia friccional.	39
c) Resistencia por oleaje.	49
d) Otros componentes de Resistencia Total.	55
e) Uso de los modelos para determinar la - resistencia de los buques en tanques de remolque.	76
f) Relación de la forma del casco a la re- sistencia.	85
VII Cálculo teórico de resistencia para cada u- no de los buques seleccionados.	94
VIII Resultados experimentales.	109
IX Comparación de resultados. Discusión.	133
X Conclusiones.	143

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

"The papers of William Froude 1.810 - 1.879" I.N.A.

Osborn Reynolds, "Philosophical transactions of The Royal Society".

T. E. Stanton y J. R. Pannell, "Similarity of motion in relation to the surface friction of fluids".

G. S. Baker, "Notes on model experiments".

H. Blasius, "Grenzschichten in flüssig Keiten mit Kliner - Reibung".

K. E. Schoengerr, "Resistance of flat surfaces moving through a fluid".

G. Kempf "Results obtained in measufing frictional resistance".

J. K. Lunde, "The Linearized Theory of wave resistance".

J. H. Michell, "The wave resistance of a Ship".

T. H. Havelock, "Wave resistance Theory and its applica - tion to Ship problems".

T. H. Havelock, "Wave patterns and wave resistance".

G. E. Gadd and N. Hognen "An appraisal of the Ship resistance problem in the light of measurements of the wave pattern".

K. W. Ward, "A method for the direct experimental determi - nation of ship wave resistance".

R. Timman and G. Vossers, "On Mitchell's expression for - the velocity potential of the flow around a ship".

G. P. Weinblum, "Analysis of wave resistance".

R. Guillotón, "Potential Theory of wave resistance of ship with Tables for its calculation".

T Inui, "Wave - Marking resistance of Ships".

D. W. Taylor, "The speed and power of ships".

G. Hughess, "Model experiments on the Wind resistance -
of ships.

T. H. Havelock, "The propagation of groups of wave on -
water produced by a travelling disturbance".

Jan - Ololof Traung, "Fishing boat of the world".

OBJETIVOS DEL ESTUDIO

El objetivo de este estudio es promover el diseño eficiente de un buque. Esto es logrado gracias a los conocimientos adquiridos en los análisis de experimentos para determinar el diseño más económico y eficiente del casco y de la hélice.

Ha habido un gran avance sobre la Teoría de Propulsión. Pero todavía son necesarias investigaciones empíricas en modelos de pequeña escala para encontrar respuestas concretas a preguntas específicas, respecto a diseño y desempeño de los buques pesqueros. Los Arquitectos Navales, generalmente, hacen uso de los resultados de estas investigaciones y casi siempre son hechas pruebas especiales de modelos durante el diseño de algún buque. Para el Agnador es muy importante que su buque tenga la velocidad más alta posible para un cierto peso muerto y poder de la maquinaria, ya que de esta manera usará el menor poder posible y consumo de combustible para una velocidad determinada. Este grado de eficiencia

cia está también dentro de los intereses de la Economía Nacional.

Es obvio que los conocimientos de la Resistencia, antes de comenzar la construcción, eliminará muchas equivocaciones y ayudará a la elección de la maquinaria y al diseño óptimo de la hélice.

ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS

Para estimar la resistencia de buques pesqueros se ha probado y desarrollado un sistema totalmente simple, basado en Tanques de remolques.

Es similar al Sistema de Ayre (1.949) para buques grandes. El objetivo es que el Arquitecto Naval esté apto para estudiar, con razonable exactitud, la influencia de la razón desplazamiento-eslora, localización del centro de boyantes y el coeficiente prismático longitudinal.

El mismo podrá determinar la diferencia requerida, en el poder de la maquinaria, entre una forma de casco óptima, y el casco determinado por las condiciones de trabajo.

Se reunió una gran cantidad de resultados de tanques de remolques con buques pesqueros y tipos similares.

Luego se realizaron y concedieron investigaciones y resultados de pruebas de algunos modelos

para empleos previos y para la F A O (Food and Agriculture Organization) tanto que hay seleccionado el resultado de más de 120 modelos diferentes probados a distintos desplazamientos y asientos, y un total de más de 370 pruebas.

Han sido en vano hasta aquí los esfuerzos para diseñar un sistema simple de exactitud razonable con la ayuda de resultados de pruebas. Es muy dudoso que sea posible diseñar un sistema simple y exacto que cubra todos los tipos de buques pesqueros, porque éstos varían mucho entre ellos. Se puede aprender bastante, sin embargo, de pruebas aisladas o relacionadas con tanques de remolques.

Una presentación uniforme de pruebas de buques pesqueros será valiosa, no sólo para diseño práctico, sino que formará también las bases para futuras investigaciones.

La F A O comienza en 1.952 a preparar folletos con datos de pruebas. Estos folletos no son selectivos porque fueron probados modelos con buenas y malas cualidades. Este trabajo se hizo como ayuda

para editar un Catálogo de tanques de remolque para buques pesqueros.

Debido a la limitación de personal y fondos disponibles, a la FAO le ha sido necesario desarrollar un sistema simple registrador de tanques de remolque. El material es derivado de reportes originales de tanques, memorias técnicas y compendios de artículos de revistas.

Los cálculos del poder efectivo por los diferentes tanques tienen que ser considerados adecuados y tienen que ser usados para calcular el valor de la forma "quasi non dimensional" $C_1 = \frac{\Delta^{2/3} v^3}{P_e}$ - popularmente llamado "Constante de Almirantazgo".

Esta constante se basa en la suposición errónea de que la resistencia friccional es 2/3 de la resistencia total y que la resistencia friccional por unidad de superficie es la misma para buques de diferente longitud.

Aunque esto es erróneo y aunque están siendo usadas muchas otras formas de valores no dimensionales

les, el uso del valor C_1 tiene tan crecida popularidad con los años, que tiene que ser seleccionado para la presentación de los resultados no únicamente sino.

Algunos cálculos tienen que ser hechos, a fin de determinar la variación de C_1 con diferentes esloras (L). Para buques grandes hay una regla que uno usaría C_1 sólo para $L = \pm 10$ por ciento de la longitud original. De este modo el resultado de un buque de 65,5 pies (20 metros) sólo podrá ser comparado con buques que tienen $L = 59$ a 72 pies (18 a 22 metros). Ahora, la resistencia friccional de buques grandes está frecuentemente alrededor de 75% de la resistencia total, pero los buques pequeños tienen más alta velocidad normal y la forma del casco con menos proporcionalidad de resistencia friccional. Una investigación hecha en 3 modelos demostró que, sobre un número de Froude $= 0,30$ la resistencia friccional está alrededor de 34 a 48% y a $0,35$ solamente de 22 a 35% de la resistencia total. Otros cálculos de resistencia con modelos de buques de 65,5; 100; 131 y 200 pies

(20; 30,5; 40 y 61 metros) de longitud en línea de agua mostraron que el incremento de C_D es bastante pequeño; el incremento sobre el buque original de 60,5 pies (18,45 metros) en línea de agua y número de Froude de 0,30 fue de 2,5 y 3 por ciento; para el de 131 y 200 pies (40 y 61 metros) de longitud en línea de agua y número de Froude 0,35 fue 1,6 y 2 por ciento respectivamente.

Hace pocos años, el problema del flujo laminar en tanques de pruebas tuvo que ser discutido en considerable extensión.

Bajo ciertas condiciones, el flujo de agua a lo largo del modelo es laminar, mientras que siempre es turbulento a lo largo del buque. Cuando los cálculos del modelo se convierten en cálculos del buque, uno sustrae de la resistencia total del modelo un cálculo de la resistencia friccional basado en condiciones turbulentas, siendo el resto de la resistencia residual. Si ocurre flujo laminar a lo largo del modelo, uno podría sustraer una parte de la resistencia residual, con el resultado de que el cálculo de la resistencia total para el buque puede ser demasiado bajo.

Está ahora bien determinado que flujo laminar existe cuando los modelos son pequeños, cuando la velocidad del modelo es baja, cuando el coeficiente bloque es alto y cuando el ángulo de entrada es grande. Pequeños modelos son especialmente sometidos al efecto del flujo laminar y son usados diferentes clases de estimulantes de turbulencia que se han inventado, tales como alambre, papel de lija y agua esparjada para asegurar cálculos correctos de resistencia. La turbulencia no siempre es estimulada cuando son usados modelos grandes porque los modelos de buques pesqueros son casi todos probados a altas velocidades y sus coeficientes block son bajos. Como la resistencia normalmente decrece con pequeños ángulos de entrada, no hay mucho peligro que el flujo laminar en alguna prueba pueda ser causa de un error. Pero se recomienda que los Arquitectos Navales consideren el problema y comparen resultados cuidadosamente entre un modelo grande y un modelo pequeño. Ellos ^{deben} también recordar que un objeto para turbulencia simulada tiene resistencia y que si de dos modelos similares, el uno tiene el alambre para turbulencia, éste tiene la resistencia un

poco más alta, este poder o fuerza es debido al alargamiento, y no a la propiedad de las líneas.

Desafortunadamente no existe una sola fórmula friccional para convertir los resultados de modelos a los buques de tamaño natural. La fórmula de Froude es usada en Europa y la de Schoenherr en Norte América. Schoenherr da fórmulas algo más altas que Froude. Como la parte friccional de la resistencia total de buques pequeños es más baja que para buques grandes, la diferencia es también más baja. Un cálculo comparativo de poder efectivo para un modelo de motor mostró que el poder efectivo, cuando se calculó de acuerdo a Schoenherr y se incluyó un incremento de 12 por ciento, fue alrededor de 1 a 3 por ciento más alto que cuando se calculó según Froude. Se debe por lo tanto recordar que los resultados de cálculo con el método de Schoenherr son 1 o 3 por ciento más bajos.

Una hoja de datos es donde se presentan todos los resultados de las pruebas llevadas a cabo en un modelo. Esta hoja muestra una prueba de modelo como tal y de ninguna manera indica que ésta es la mejor

forma de casco. En muchas partes del mundo, incluso en los países con gran desarrollo de la industria naval, son usadas formas de cascos ineficientes, por lo tanto deben ser probados buenos y malos modelos, el Arquitecto Naval debe estar apto para estimar la resistencia de una variedad de diferentes diseños y del estudio de otras hojas de datos tratará de desarrollar un diseño mejor. Muchas de las pruebas de los modelos mostradas en las hojas fueron hechas desde un punto de vista exploratorio y por lo tanto no siempre corresponden al verdadero desplazamiento o asiento de un buque.

Es bien conocido que el rendimiento de un buque es alterado por el asiento del mismo y que Capitanes experimentados lo consiguen en su buque mediante lastre y acondicionamiento de la carga. Con asiento, el efecto de diferentes L C B (localización del centro de boyantas) puede ser establecido con los más favorables ángulos de entrada y de salida de la línea de agua.

Los modelos de buques pesqueros pueden ser probados con diferentes asientos ya que esta es una

manera económica de estudio que se puede hacer con un diseño específico, es también de importancia que los buques pesqueros sean probados a diferentes desplazamientos, al contrario de los buques donde la condición de carga es la más importante.

CARACTERISTICAS DE LOS BUQUES A ANALIZARSE

ITEM	BUQUE #1	BUQUE #2	BUQUE #3	BUQUE #4	BUQUE #5
L.O.A.PIE	80'-00"	75'-00"	75'-00"	70'-00"	64'-00"
L.W.L.PIE	73'-00"	68'-09"	66'-08"	63'-04"	60'-00"
B.PIES	22'-00"	19'-06"	20'-06"	19'-06"	18'-00"
T.AFT. PIES	8'-00"	7'-06"	7'-06"	7'-06"	6'-09"
T.FWD. PIES	6'-00"	6'-00"	6'-00"	6'-00"	5'-06"
T.M.P.I.E	7'-00"	7'-00"	7'-00"	7'-00"	6'-00"
H.PIES	6'-00"	6'-00"	6'-00"	6'-00"	4'-11"
D.PIES	10'-00"	9'-05"	10'-00"	9'-05"	8'-06"
AMP.PIE ²	89,29	84,77	88,42	84,77	64,05
V.PIE ²	4067,322	3.594,05	3.612,98	3.310,120	2.294,82
Δ TONS	A.D. 112.97 A.S. 116.209	A.D. 99.83 A.S. 102.68	A.D. 100.36 A.S. 103.22	A.D. 91.94 A.S. 94.58	A.D. 63.75 A.S. 65.56
S.PIE ²	1,613,6	1,435,2	1,412,2	1,326,0	1,096,60
CL	0,624	0,618	0,612	0,617	0,597
Cv	0,567	0,585	0,572	0,583	0,588
CB	0,426	0,447	0,437	0,447	0,432
CW	0,752	0,766	0,763	0,766	0,734
Cz	0,683	0,725	0,713	0,725	0,723
LIB	3,318	3,525	3,250	3,247	3,333
B/H	3,666	3,250	3,420	3,250	3,658
L/H	12,166	11,458	11,111	10,555	12,105
DRAG/L.W.L.	0,030	0,027	0,022	0,025	0,023
1/2 L.e	25°-54'	23°-06'	23°-57'	23°-6'	21°-28'
1/2 L.r	40°-54'	36°-54'	39°-42'	36°-54'	39°-48'
CL F.W.	0,591	0,525	0,531	0,525	0,569
CL Aft.	0,657	0,709	0,697	0,709	0,625
ANGLE DEADWISE	15°-44'	15°-23'	15°-03'	15°-23'	13°-19'
Q % L	51,07	53,65	53,32	53,65	51,44
Δ/(O.OIL) ³	299,740	316 315,938	337,664	372,362	303,518
L/V ^{1/3}	4,568	4,480	4,346	4,248	4,540

DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Debido a que en el país no existen tanques de remolque electrónicos que arrojen resultados exactos en las pruebas de algún modelo, ha sido necesario aprovechar fuentes naturales de energía, como son los ríos. Estos con la velocidad del agua, que aumenta progresivamente de la orilla hacia el centro, nos da una gama de velocidades suficientes para obtener el fin de nuestros propósitos.

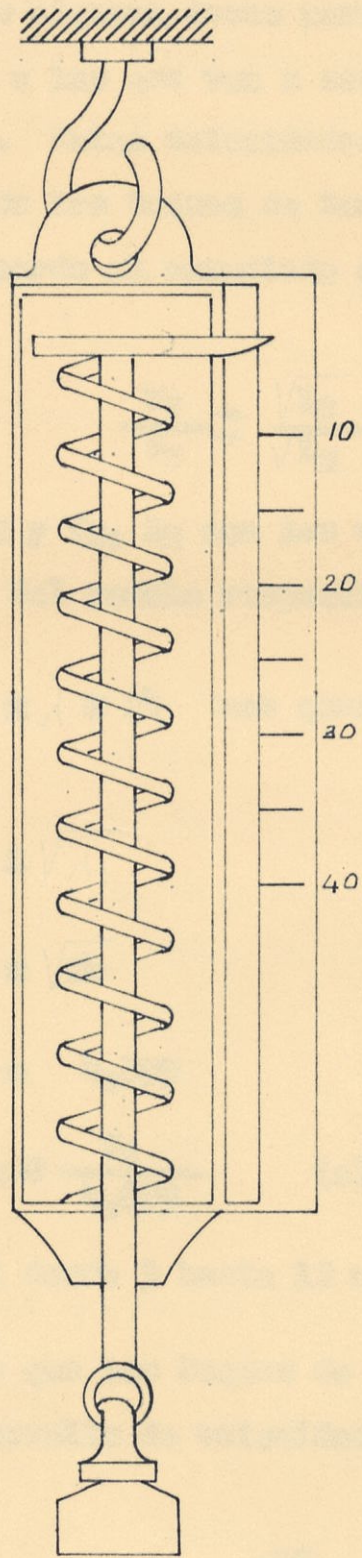
La diferencia fundamental entre un tanque de remolque electrónico y el que nosotros hemos escogido para nuestras pruebas, es que en el primero el modelo se mueve con relación al agua que está en reposo, y en el segundo el agua se mueve alrededor del modelo que se encuentra fijo, sujeto a un dinamómetro. Sin lugar a dudas la velocidad relativa del agua con respecto al modelo o viceversa es la misma para los dos casos.

APARATOS DE MEDIDAS.- Además del tanque natural "de remolque" es de mucha importancia el dinamómetro, encargado de medir las libras o kilogramos necesarios

rios para mantener fijo el modelo, mientras el agua con su velocidad trate de darle movimiento, o lo que equivale a decir que mide la resistencia a su paso por el agua. El dinamómetro es un aparato que está basado en la elasticidad de los muelles metálicos y en el esfuerzo necesario para expandirlo o contraerlo; hemos escogido uno como el representado en la figura 1 por cuanto no necesita de pesas como en las balanzas; utilizándose en vez de aquellas una escala graduada que se ha trazado cargando el aparato con pesos conocidos.

Es también necesaria la presencia de un cronómetro para medir la velocidad del agua, experiencia que se basa en la fórmula $V = \frac{E}{T}$ donde V es la velocidad, E el espacio y T el tiempo. El experimento se lleva a cabo valiéndose de un corcho, o cualquier otro objeto flotante, el cual como es lógico será arrastrado por el agua con cierta velocidad que vamos a calcular. Medimos una distancia E y luego valiéndonos del cronómetro determinamos el tiempo T que el corcho tardó en recorrer dicha distancia. Encontrados los valores de E y T sólo nos queda efectuar la división con lo que obtendríamos la velocidad V buscada. Este experimento deberá

DINAMOMETRO DE ESCALA RECTA



ser repetido algunas veces para determinar las varias velocidades a las que van a ser sometidos cada uno de los modelos. Estas velocidades, que son las correspondientes de los buques de tamaño natural, son calculadas de acuerdo al enunciado de la Ley de Similitud, en la cual

$$\frac{V_S}{V_M} = \frac{\sqrt{L_S}}{\sqrt{L_M}}$$

donde V_S , L_S y V_M , L_M son las velocidades y esloras del buque y del modelo respectivamente.

Siendo $\frac{L_S}{L_M} = \lambda = 24$ nos queda que

$$\frac{V_S}{V_M} = \sqrt{\lambda}$$

$$= \sqrt{24}$$

$$= 4,899$$

de donde $V_M = \frac{V_S}{4,899}$ (a)

variando V_S desde 3 hasta 12 nudos.

Es de anotar que los buques de nuestra elección tendrán un desarrollo de velocidad en la práctica de haber

ta 9 nudos, pero que en lo teórico le calculamos hasta 11 nudos con el propósito de observar la continuidad de las curvas de resistencias.

Aplicando la fórmula (a) podremos hacer el siguiente cuadro comparativo, anotando que 1 nudo = 1 milla/hora = 6.080 pies/hora = 101,33 pies/minuto = 1,688 pies/segundo.

V_s Nudos	V_m Nudos	V_g pies/minuto	V_p pies/seg.
3	0,612	62,014	1,033
4	0,816	82,685	1,377
5	1,020	103,356	1,722
6	1,224	124,028	2,066
7	1,428	144,699	2,410
8	1,632	165,370	2,755
9	1,837	186,143	3,101
10	2,041	206,814	3,445
11	2,245	227,486	3,791

Velocidades que se pueden obtener fácilmente en el curso de un río.

Debemos enunciar también el agua sobre la que vamos a hacer los experimentos, para lo cual hemos escogido las aguas del Río Cauca. Tomamos una muestra, que al analizarla en los Laboratorios de la Escuela Superior Politécnica del Litoral nos dio una densidad de 0,9975 gr/cm³ a 26,5°C., o sea que se necesitan 35,975 pies³ para obtener 1 tonelada, siendo entonces $\frac{35}{35,975} = 0,972$ el factor de conversión de desplazamiento en agua salada a desplazamiento en aguas del Río Cauca, este factor nos servirá, además, para transformar el coeficiente friccional del modelo en agua salada a coeficiente friccional de éste en las aguas del río ya mencionado.

MODELOS.— Los modelos han sido construidos de acuerdo con los planos correspondientes a los buques de tamaño natural, con la escala conveniente de 1/2" = 1 pie, por lo tanto tendríamos que $\frac{L_B}{L_M} = \lambda = 24$ donde L_B es la longitud del buque, L_M la longitud del modelo y λ es el símbolo de la relación. Según la Ley de Similitud, que estudiaremos posteriormente, los desplazamientos del buque y del modelo son proporcionales y varían como sus esloras al cubo; tenemos por lo tanto que

$$\frac{(L_B)^3}{(L_M)^3} = \frac{\Delta_B}{\Delta_M}$$

como

$$\frac{I_S}{I_M} = \lambda = 24$$

la expresión queda

$$\lambda^3 = \frac{\Delta_S}{\Delta_M}$$

Despejando

$$\Delta_M = \frac{\Delta_S}{\lambda^3}$$

o sea

$$\Delta_M = \frac{\Delta_S}{13.824} \quad \text{Toneladas}$$

Para que los resultados sean en Libras

$$\begin{aligned} \Delta_M &= \frac{\Delta_S \times 2240}{13.824} \\ &= 0.16203 \Delta_S \end{aligned}$$

Pero estos valores corresponden al desplazamiento del modelo en agua salada, por lo que siendo las pruebas en el Ifo Paulo, es necesario multiplicar la expresión $\Delta_M = 0.16203 \Delta_S$ por $\frac{35}{35.975}$ con lo que obteniremos

$$\Delta_M = 0.15749 \Delta_S \quad (b)$$

Siendo Δ_S en Toneladas y resultándonos Δ_M en lbs.

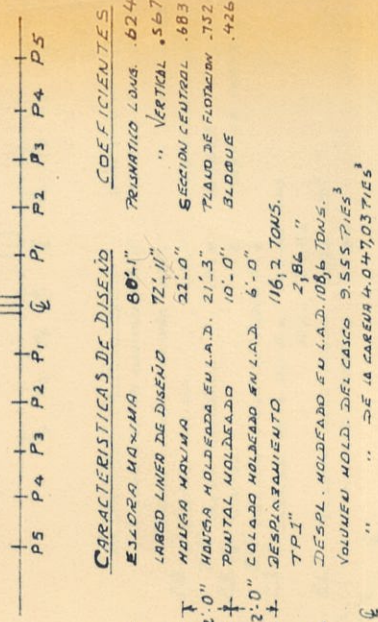
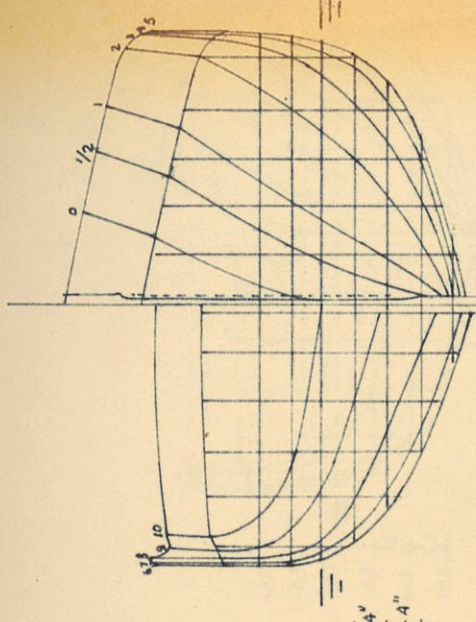
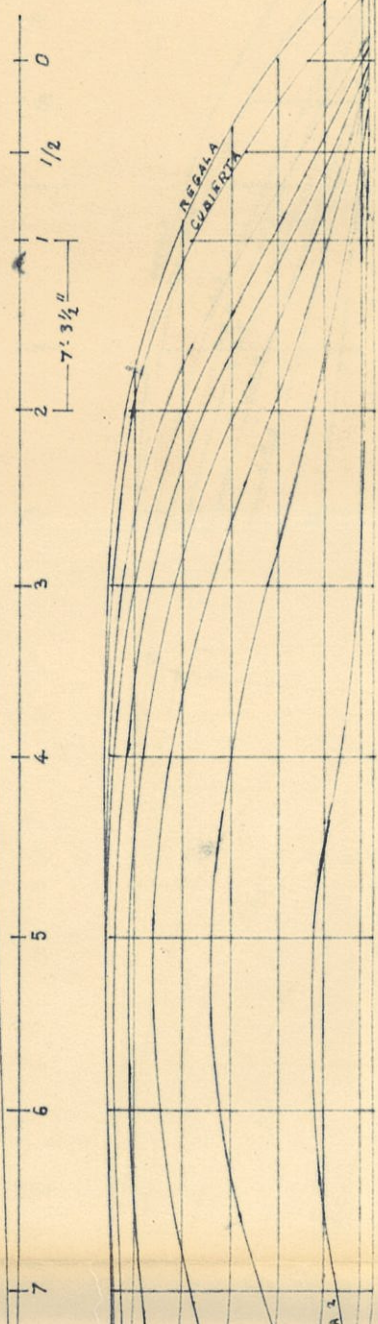
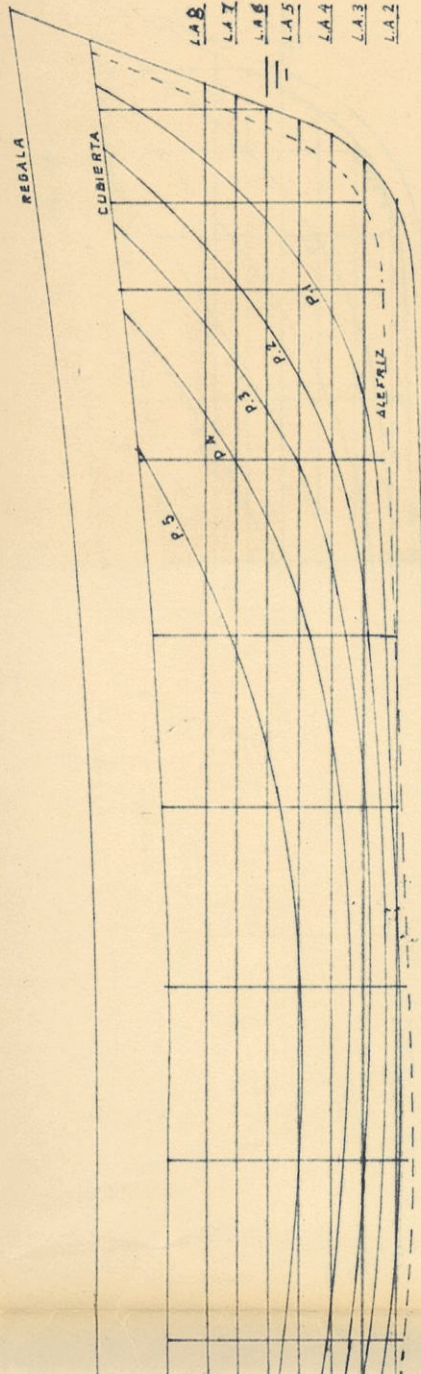
Aplicando esta fórmula podemos hacer el siguiente Cag
dro Comparativo :

Buque	Δ_B Tons.	Modelo	Δ_M Libras
1	116,21	1	18,30
2	102,68	2	16,17
3	103,22	3	16,25
4	94,58	4	14,89
5	65,56	5	10,32

Siendo M la cantidad de libras que debe pesar cada modelo para que su condición de desplazamiento sea igual a la del buque respectivo.

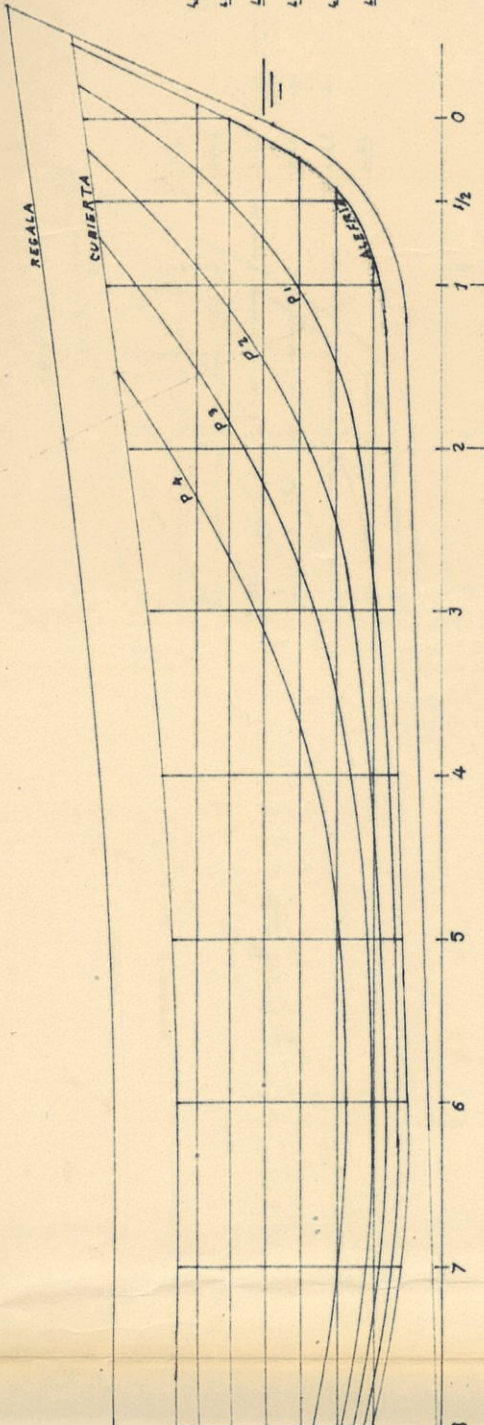
En los siguientes gráficos están representadas las líneas de fuerzas de los buques a escala de $1/8'' = 1$ pie, de los mismos hechos suado los modelos a escala de $1/2'' = 1$ pie; éstos han sido construídos con los planos, ya que sólo así su comportamiento, en las pruebas, podrá ser considerado como el de un buque de tamaño natural construído del mismo plano.

BUQUE Nº 1

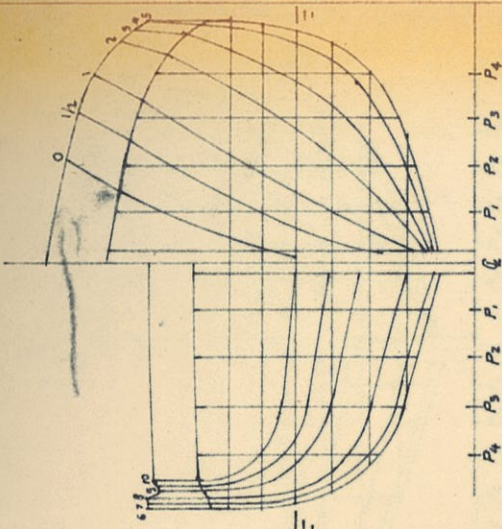


CARACTERISTICAS DE DISEÑO		COEFICIENTES	
P5	ESLORA MÁXIMA	60'-1"	PRISMÁTICO LONG. .624
P4	LARGO LINEA DE DISEÑO	72'-11"	" VERTICAL .567
	MOLGA MÁXIMA	22'-0"	SECCIÓN CENTRAL .683
P3	MOLGA MOLDEADA EN L.A. 2	21'-3"	PLANO DE FLOTACIÓN .752
	PUNTAL MOLDEADO	10'-0"	BLOQUE .426
P2	COLADO MOLDEADO EN L.A. 3	6'-0"	
	DESPLAZAMIENTO	116,2 TONS.	
P1	TPI	2,84 "	
	DESPL. MOLDEADO EN L.A. 2	108,6 TONS.	
	VOLUMEN MOLDEADO EN L.A. 2	9.555 PIES ³	
	" " DE LA CARENA	4.047,03 PIES ³	

BUQUE N° 2



LA7
LA6
LA5
LA4
LA3
LA2

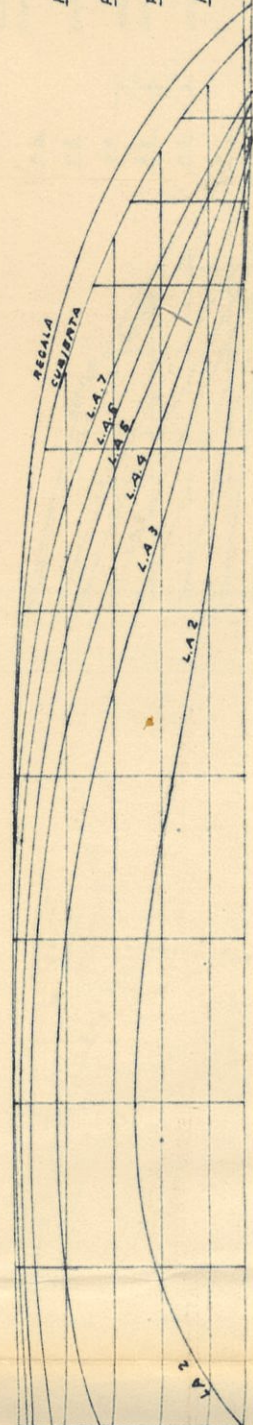


CARACTERISTICAS DE DISEÑO

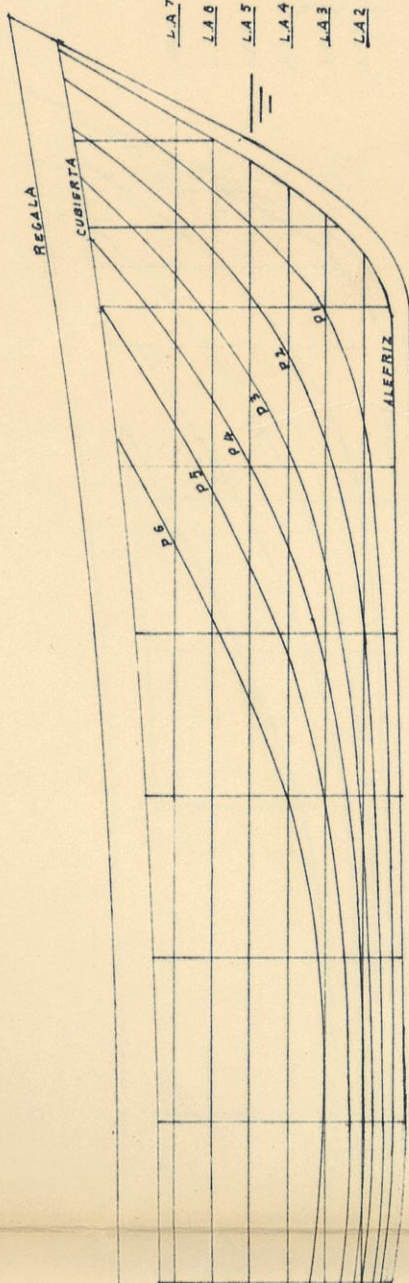
- PA ELDOR MAX. FU CUBIERTA 75.0"
- P1 ARRO LINEA DE DISEÑO 68.9"
- P2 T. MALLA MARINA 20.0"
- P3 MANGA MOLDADA 19.8"
- P4 PUNTA 9.6"
- P5 CALADO LINEA DE DISEÑO 7.6"
- P6 DEPLAZ. MOLD. EN A.S. 102.68 TONS
- P7 " " A.D. 99.83
- DEPLAZ. MOLD. CARCO 6.970 TONS³
- " " DE CARENA 3.594 "

COEFICIENTES

- PROMOTIVO LONG. 0.618
- " VERTICAL 0.585
- SECCION CURVA D. 725
- BLOQUE D. 447
- PLANO DE FLOT D. 766

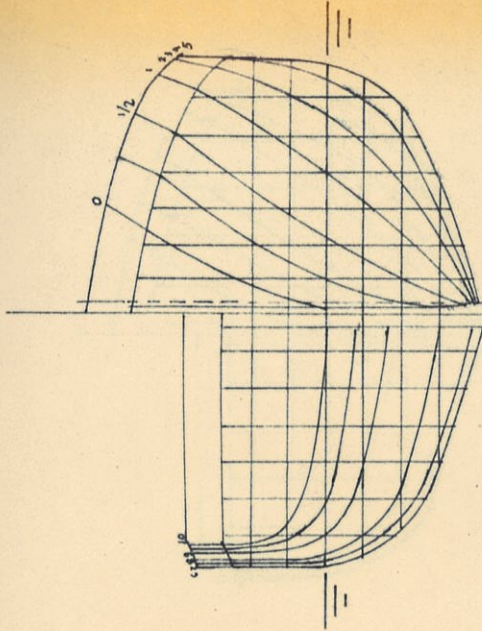


BUQUE N°3



LA.7
LA.6
LA.5
LA.4
LA.3
LA.2

0
1
2
3
4
5
6
7



P.6 P.5 P.4 P.3 P.2 P.1 P.0

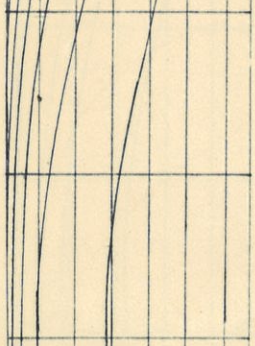
CARACTERISTICAS DE DISEÑO

ESQUINA MAX EN CUBIERTA	74'-4"	PRISMALONG.	0.61
" EN L.A.D.	66'-8"	" VERT	0.57
MANGA MAXIMA	21'-0"	SECCION MEDIA	0.71
" MOLDEADA	15'-4"	BLOQUE	0.94
PUNTA	10'-0"	BLANDOS DE FLOTA.	0.76
CALADO L.A.D.	7'-6"		
" MOLDO. L.A.D.	6'-0"		
DESPLAZ. MOLDO EN A.S.	190 TON		
" " " A.D.	97.23 TON		

P.6
P.5
P.4
P.3
P.2
P.1

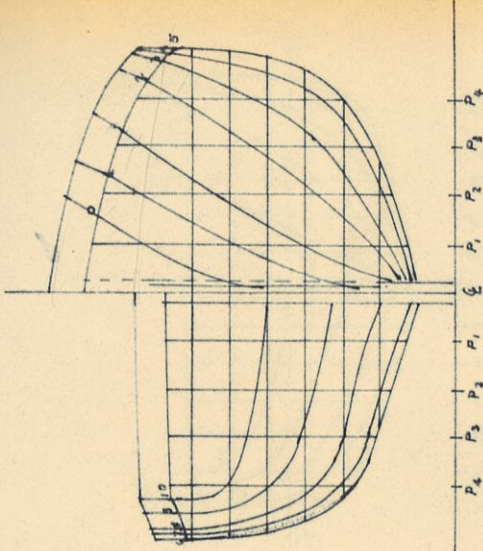
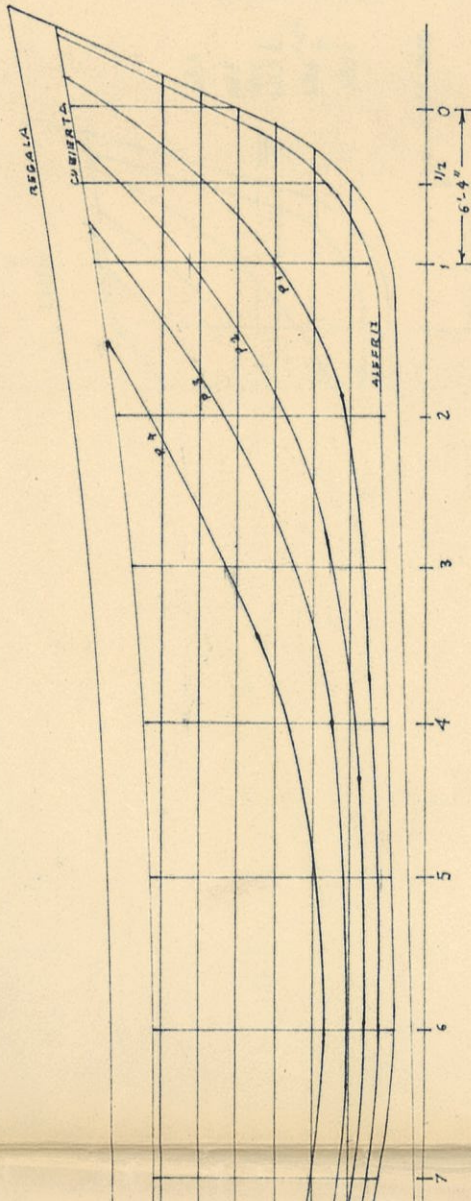
REGALA
CUBIERTA

LA.7
LA.6
LA.5
LA.4
LA.3



0
1
2
3
4
5
6
7

BUQUE N° 4



CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO **COEFICIENTES**

ESLORA MÁXIMA 71'-7" KUBIER. 49' TRIÁNGULO LOVA. 617

LARGO LÍNEA DE DISEÑO 63'-4" " VERT. .583

MANUSA MÁXIMA 20'-0" SECCIÓN CENTRAL .725

MANUSA MOLDADA 19'-8" BLOQUE .447

PUNTAL 9'-5" PLANO DE ROTACIÓN .766

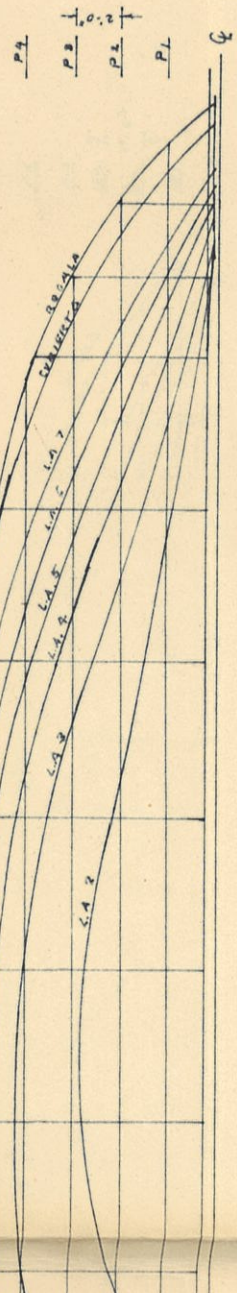
CALLADO LÍNEA DE DISEÑO 7'-6" " " 6'-0"

" MOLD. A L.A.D. 94.57 TON.

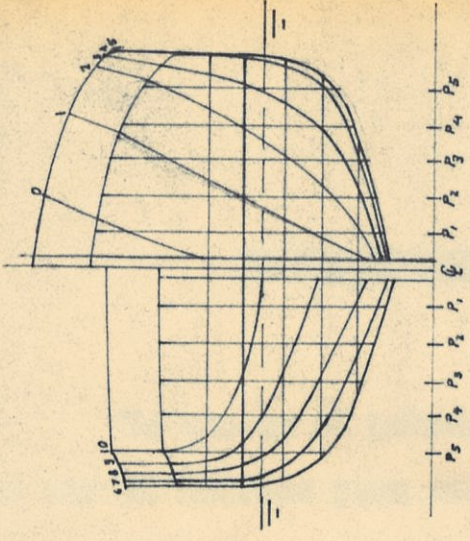
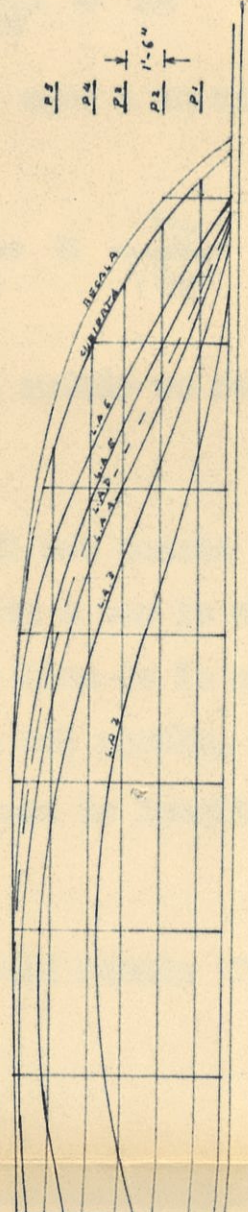
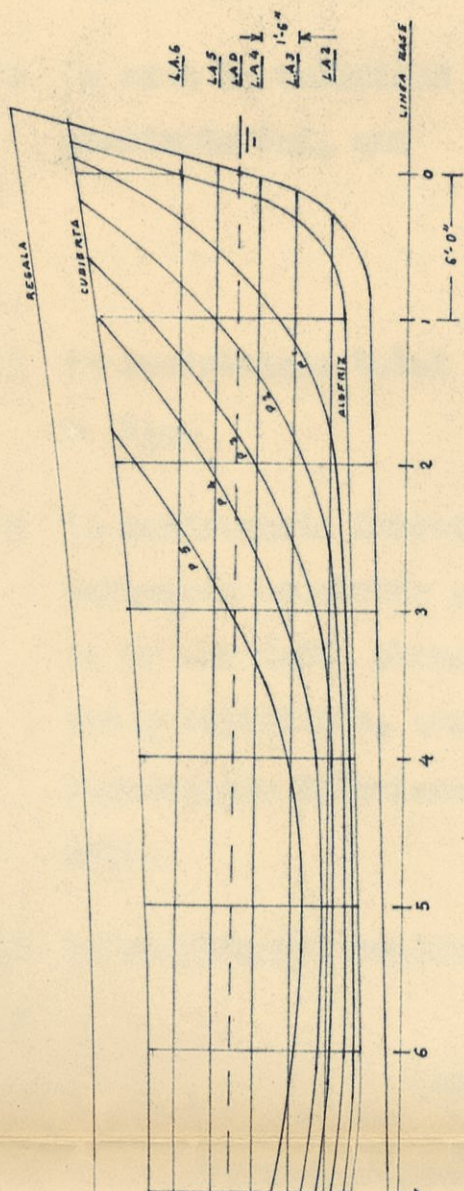
" " " A.D. 91.94 "

VOLUMEN MOLD. DEL CASCO 7.494.68 TIES³

" " DE LA CARENA 2.805.65 TIES³



BUQUE N° 5



CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO **COEFICIENTES**

ESLORA	44'-0"	ARRIS. LONG.	.587
LARGO LÍNEA DE DISEÑO	60'-0"	VERT.	.588
MANERA MÁXIMA	19'-3"	SECCIÓN CENTRAL	.723
MANERA MOLDIADA	18'-0"	BLOQUE	.432
PUNTAL	8'-6"	PLANO DE ROTACIÓN	.794
CALADO LÍNEA DE DISEÑO	6'-8"		
DESPLAZ. MOLD. EN A.S.	65,56 TON.		
" " " A.D.	68,75		
VOLUMEN MOLD. DEL CASCO	5.90205 PIES ³		
" DE LA CUBIERTA	2294,62		
CALADO MOLD. A. L. A. D.	5'-6"		

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Ya que en el método a seguir es fundamental el uso de modelos para determinar la resistencia del buque, debe ser expresado detenidamente :

1ª) El modelo es hecho a razón de escala lineal de

$$\lambda, \text{ en este caso } \lambda = \frac{L_S}{L_M} = 24$$

2ª) Se mide la velocidad del agua a un rango correspondiente tal, que

$$\frac{V_S}{\sqrt{L_S}} = \frac{V_M}{\sqrt{L_M}}$$

3ª) La resistencia total del modelo es medida igual a R_{TM} .

4ª) La resistencia friccional del modelo R_{TM} es calculada asumiendo que va a ser la misma que la de una tabla plana, y lisa de la misma longitud y superficie, que la del modelo, usando el coeficiente friccional para la longitud del modelo.

5ª) La resistencia residual del modelo R_{RM} está -

determinada por la substracción

$$R_{RM} = R_{RM} - R_{RM}$$

- 6º) La resistencia residual del buque R_{RG} , es calculada por la Ley de Comparación

$$R_{RG} = R_{RM} \cdot \lambda^3$$

Esto se aplica al buque a la velocidad correspondiente dada por la expresión

$$V_g = V_M \cdot \lambda^{1/2}$$

- 7º) La resistencia friccional del buque R_{FG} es calculada sobre la misma exposición que es el numeral 4º, usando el coeficiente friccional para la longitud del buque.

- 8º) La resistencia total del buque R_{TG} está dada por

$$R_{TG} = R_{FG} + R_{RG}$$

Este método de extrapolación de modelo a buque es usado en todos los tanques de ronclique, aun que la resistencia friccional de la tabla equivalente para modelo y buque es calculada de un número de fórmulas diferentes.

T E O R I A

La resistencia de un buque a una velocidad dada es la fuerza requerida para remolcar el buque a esa velocidad en agua tranquila, asumiendo no interferencia desde el buque remolcador. Si el casco no tiene apéndices, esta es llamada resistencia de casco liso. El poder necesario para vencer esta resistencia es llamado poder efectivo (E.H.P. o P_e) y está dado por

$$\text{E.H.P. (o } P_e) = \frac{R_t V}{326} \quad (1a)$$

donde

R_t = Resistencia total en libras

V = Velocidad en Nudos

o

$$\text{E.H.P.} = P_e = \frac{R_t V}{550} \quad (1b)$$

donde

V = Velocidad en pies por segundo

Esta resistencia total resulta de un número de diferentes componentes, que son debidos a una variedad de causas y que interaccionan una con otra en una forma extremadamente complicada. Para que el estudio se haga más simple, generalmente, se considera la resistencia total como formada de cuatro componentes principales :

- 1º) La resistencia friccional, debido al movimiento del casco a través de un fluido viscoso.
- 2º) La resistencia hecha por el oleaje, debido a la energía que debe ser suministrada continuamente por el buque al sistema de ola creada sobre la superficie del agua.
- 3º) Resistencia Eddy o por remolinos, debido a la energía causada por remolinos esparcidos desde el casco o los apéndices. La localización de los remolinos ocurriría en popa, detrás de los apéndices tales como refuerzos, ejes, timones, si estos detalles no están alineados con el flujo. También si la popa del buque es demasiado brusca el agua sería incapaz de seguir la curvatura y romper lejos del casco, causando nuevamente ren

línea e incremento de la resistencia.

4º) Resistencia al aire, ocasionada por la parte del casco sobre el agua y la superestructura, debido al movimiento del buque a través del aire.

Las resistencias bajo los números 2 y 3 son comúnmente estudiadas juntas bajo el nombre de Resistencia Residual.

La importancia de los diferentes componentes depende de las condiciones particulares del diseño y la habilidad del Arquitecto Naval para cambiar la forma y proporciones del casco, que resultaría de la combinación principal que tenga el mínimo poder total.

En esta tarea debe usar conocimientos derivados de las pruebas de resistencia y propulsión con modelos de pequeña escala en un tanque de remolque.

Muchos de nuestros conocimientos de resistencia de buques han sido obtenidos de tales pruebas, y es virtualmente imposible discutir los varios tipos de resistencia de buques sin referencia del modelo de trabajo.

A) SIMILITUD

Para hacer un estudio de la similitud mecánica veamos primero el problema de la resistencia de un buque.

Aplicando análisis dimensional a la resistencia de un buque, la resistencia R podría depender de lo siguiente :

- a) Velocidad, V .
- b) Tamaño del cuerpo, que puede ser representado por la dimensión lineal, L .
- c) Densidad de la masa del fluido.
(= peso por unidad de volumen/g)
- d) Viscosidad del fluido
- e) Aceleración debida a la gravedad, g .
- f) Presión por unidad de área en el fluido, p .

La resistencia R puede ser ahora escrita en términos de estas variables :

$$R \propto \rho^a v^b L^c \mu^d g^e p^f \quad (2)$$

En que R es una fuerza, o un producto de masa por aceleración, sus dimensiones son $\frac{ML}{T^2}$

La densidad ρ es expresada como masa por unidad de volumen, o $\frac{M}{L^3}$

En un fluido viscoso en movimiento, las fuerzas entre las capas adyacentes dependen del área A en contacto, el coeficiente de viscosidad del líquido, y la razón a que una capa del fluido está moviéndose relativa a la siguiente.

Si u es la velocidad a una distancia y desde el límite del fluido, esta razón o gradiente de velocidad está dada por la expresión $\frac{du}{dy}$

La fuerza total es así

$$F = \mu \cdot A \cdot \frac{du}{dy}$$

$\frac{du}{dy}$ siendo una velocidad dividida por una distancia tiene dimensiones de $\frac{L}{T} \cdot \frac{1}{L}$ o $\frac{1}{T}$, y la ecuación di-

dimensional llega a ser

$$\frac{ML}{T^2} = \mu \cdot L^2 \cdot \frac{1}{T}$$

o

$$\mu = \frac{M}{LT}$$

p es una fuerza por unidad de área y sus dimensiones son

$$\frac{\frac{ML}{T^2}}{L^2} = \frac{M}{LT^2}$$

La razón $\frac{\mu}{\rho}$ es llamada la viscosidad cinemática del líquido ν y tiene dimensiones dadas por

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{M}{LT} \cdot \frac{L^3}{M} = \frac{L^2}{T}$$

Introduciendo estas cantidades dimensionales en la ecuación (2), tenemos:

$$\frac{ML}{T^2} = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{T}\right)^b (L)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d \left(\frac{L}{T^2}\right)^e \left(\frac{M}{LT^2}\right)^f \quad (3)$$

de donde

$$a + d + f = 1$$

$$-3a + b + c - d + e - f = 1$$

$$b + d + 2e + 2f = 2$$

0

$$a = 1 - d - f$$

$$b = 2 - d - 2e - 2f$$

7

$$c = 1 + 3a - b + d - e + f$$

$$= 1 + 3 - 3d - 3f - 2 + d + 2e + 2f + d - e + f$$

$$= 2 - d + e$$

Por consiguiente de la ecuación (3)

$$R \propto \rho V^2 L^2 f \left[\left(\frac{\rho V L}{\mu} \right)^{-d} \left(\frac{g L}{V^2} \right)^e \left(\frac{\rho}{\rho V^2} \right)^f \right] \quad (4)$$

Las tres expresiones dentro de las paréntesis son no dimensionales. No hay por lo tanto restricción alguna sobre los exponentes \underline{d} , \underline{e} y \underline{f} . La forma de la función f debe ser encontrada por experimentos, y puede ser diferente para cada uno de los tres términos.

Reemplazando V por $\frac{\mu}{\rho}$ y recordando que para formas similares la superficie mojada S es proporcional a L^2 , la ecuación (4) puede ser escrita:

$$\frac{R}{\frac{1}{2} \rho S V^2} = f \left[\frac{V L}{\nu}, \frac{g L}{V^2}, \frac{\rho}{\rho V^2} \right] \quad (5)$$

La ecuación (5) condicionada en efecto que si todos los parámetros del lado derecho tienen los mismos valores para dos cuerpos simétricamente similares pero de diferentes tamaños, el flujo del modelo será similar y el valor de $\frac{R}{\rho S V^2}$ será el mismo para cada uno.

La ecuación (5) muestra como la resistencia total de un buque depende de las varias cantidades físicas comprometidas y que éstas son asociadas en 3 grupos, $\frac{VL}{\nu}$, $\frac{gL}{V^2}$ y $\frac{\rho}{\rho}$

Considerando primero el caso de un líquido no viscoso en que no hay fricción u otros arrastres viscosos, y abandonando por el momento el último grupo, hay a la izquierda el parámetro $\frac{gL}{V^2}$ controlando la superficie del sistema de olas que dependen de la gravedad. Escribiendo la formación o resistencia residual como R_r y el correspondiente coeficiente como C_r , C_r puede ser expresado como

$$C_r = \frac{R_r}{\rho S V^2} = f_1 \left(\frac{V^2}{g^2} \right) \quad (6)$$

Esto significa que cuerpos similares de diferen

tes tamaños tendrían el mismo coeficiente de resistencia residual específica C_r si ellos son movidos al mismo valor del parámetro $\frac{V^2}{gL}$.

William Froude en Inglaterra admitió la necesidad práctica de separar la resistencia total de sus componentes. Basado en la Ley de la Similitud Mecánica y en observaciones de la ola patrón de modelos, de la misma forma pero de diferentes tamaños, Froude en 1.868, expresó su "Ley de Comparación" en los siguientes términos: "La resistencia (residual) de buques geométricamente similares está en la razón del cubo de sus dimensiones lineales, y sus velocidades están en la razón de las raíces cuadradas de sus dimensiones lineales".

A tales velocidades él las llamó "Velocidades Correspondientes".

Será notorio que estas velocidades correspondientes requieren que $\frac{V}{\sqrt{L}}$ sea el mismo para modelo y buque, que es la misma condición que se expresa en la ecuación (6).

La razón $\frac{V}{\sqrt{L}}$, normalmente con V en nudos y

L en pies, es llamada Razón de Velocidad Larga. Esta razón es comúnmente usada en presentaciones de datos de resistencia por la facilidad de evaluarla aritméticamente, pero tiene el inconveniente de ser dimensional. El valor de $\frac{V}{\sqrt{gL}}$, por otra parte, es no dimensional y tiene los mismos valores numéricos en cualquier sistema consistente de unidad. Porque Froude es el más aproximado, en relación con el concepto de la razón de velocidad larga, el parámetro $\frac{V}{\sqrt{gL}}$ es llamado Número de Froude, con el símbolo F_n .

Cuando V es expresado en nudos, L en pies y g en pies/seg² la relación entre $\frac{V}{\sqrt{L}}$ y el Número de Froude es

$$F_n = 0,298 \frac{V}{\sqrt{L}}$$

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 3,355 F_n$$

La resistencia residual del buque (R_{rs}) y del modelo (R_{rM}) de la ecuación (6) será en la razón

$$\frac{R_{rs}}{R_{rM}} = \frac{\frac{1}{2} \rho S_B V_B^2 C_{rs}}{\frac{1}{2} \rho S_M V_M^2 C_{rM}}$$

Si el modelo y el buque navegan en agua de la -

misma densidad y en el mismo valor de $\frac{V^2}{gL}$, como requiere la ecuación (6), es decir

$$\frac{(V_S)^2}{gL_S} = \frac{(V_M)^2}{g L_M}$$

entonces C_D será el mismo para cada uno, y

$$\begin{aligned} \frac{R_{FS}}{R_{FM}} &= \frac{\rho_S (V_S)^2}{\rho_M (V_M)^2} = \frac{(L_S)^2}{(L_M)^2} + \frac{L_S}{L_M} \\ &= \frac{(L_S)^3}{(L_M)^3} = \frac{\Delta_S}{\Delta_M} \quad (7) \end{aligned}$$

donde Δ_S y Δ_M son los desplazamientos del buque y del modelo respectivamente.

Esto es de acuerdo con la Ley de Comparación de Froude.

Se notará en la ecuación (7) que a correspondientes velocidades, es decir a los mismos valores de

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

$$\frac{R_{FS}}{\Delta_S} = \frac{R_{FM}}{\Delta_M} \quad (8)$$

$\frac{25}{\lambda^4}$, o $\frac{25}{\sqrt{25}}$, o 5 nudos. Esto es una circunstancia singular afortunada, puesto que permite que los modelos de buques sean construidos a escalas razonables y moverse a velocidades que son fácilmente obtenidas en un tanque.

Regresando a la ecuación (5), considerando el último término, $\frac{p}{\rho v^2}$. Si la presión atmosférica sobre la superficie del agua es ignorada, y p refiérase sólo a la columna de agua, entonces para puntos correspondientes en modelo y buque, p variará directamente con la razón de escala lineal λ . A correspondientes velocidades v^2 varía con λ en la misma manera que $\frac{p}{\rho v^2}$ será el mismo para modelo y buque. Ya que la presión atmosférica es generalmente la misma en modelo y buque, cuando está incluida en p , de modo que ésta es la presión total en un punto dado, el valor de $\frac{p}{\rho v^2}$ será mucho más grande para el modelo que para el buque. Fortunadamente, la mayor parte de las fuerzas hidrodinámicas surgen de diferentes puntos de presión, y éstos son proporcionales a v^2 , de modo que las fuerzas no son afectadas por la presión atmosférica, como el fluido en contacto con

el modelo y la superficie del buque. Cuando la presión se aproxima a valores muy bajos, sin embargo, el agua no sigue superficies donde hay alguna curvatura y forma cavidades en el agua, dando como resultado la cavitación.

Las condiciones de similitud ya no son entonces cumplidas. Ya que la presión total o absoluta es más grande en el modelo que en el buque, lo anterior no incluye tal comportamiento. Para pruebas en que estos peligros deben estar presentes, tienen que ser ideadas facilidades especiales, tales como túneles de agua de presión variable, canales o tanques de remolques, en que la presión total a baja escala puede ser obtenida correctamente.

En el caso de un cuerpo profundamente sumergido, donde no hay formación de cascadas, el primer término en la ecuación (5) gobierna la resistencia friccional R_f . El coeficiente de resistencia friccional es entonces

$$C_f = \frac{R_f}{\frac{1}{2} \rho S v^2} = f_2 \left(\frac{VL}{\nu} \right) \quad (10)$$

y C_f será el mismo para modelo y buque con tal de que el parámetro $\frac{VL}{\nu}$ sea el mismo.

Esto viene esencialmente de los trabajos de Osborne Reynolds publicados en 1.883, razón por la cual el producto $\frac{VL}{\nu}$ es conocido como Número de Reynolds, con el símbolo R_n .

Si modelo y buque son movidos en agua a la misma densidad y temperatura, de tal manera que tenga el mismo valor, tendríamos de la (10) que $V_m \cdot L_m = V_n \cdot L_n$. Esta condición es bastante diferente de la requerida para la formación de ondas de resistencia similar. Como el modelo es hecho pequeño, la velocidad de prueba debe incrementarse. En el caso del ejemplo, el modelo de 20 pies de un buque de 500 pies a 25 nudos tendría que ser movido a una velocidad de 625 nudos

Ambas condiciones de similitud mecánica no pueden ser satisfechas en una sola prueba. Puede ser posible vencer esta dificultad moviendo el modelo en algún otro fluido que no sea el agua, de modo que el cambio en valores de ν podría tomar cuenta de las diferencias en el producto $V.L$. En el ejemplo anterior, a fin de mover el modelo a la velocidad correcta correspondiente a la formación de olas, y que el valor de $\frac{VL}{\nu}$ se mantenga el mismo para modelo y buque, tendrá que ser concen-

trado un fluido que tenga un coeficiente de viscosidad cinemática de solo $\frac{1}{125}$ del agua para usarlo con el modelo. En trabajos en túneles de aire, la similitud puede ser conseguida por el uso de compresores de aire en las pruebas del modelo, de este modo disminuye γ y aumenta $\frac{VL}{\gamma}$ al valor requerido.

El método práctico de vencer estas dificultades fundamentales en el uso de modelos de buques es tratar la resistencia friccional y la resistencia por oleaje por separado, escribiendo

$$C_t = C_r + C_f \quad (11)$$

Esto equivale a expresar la ecuación (5) en la siguiente forma :

$$C_t = \frac{R_t}{\frac{1}{2}\rho S V^2} = f_1 \left(\frac{V^2}{gL} \right) + f_2 \left(\frac{VL}{\gamma} \right) \quad (12)$$

Froude reconoció estas necesidades, y de este modo hizo modelos de buques probando un instrumento práctico. Se dio cuenta que la resistencia friccional y residual no obedecían a la misma Ley, aunque inadmiró la relación expresada por la ecuación (12).

B) RESISTENCIA FRICCIONAL

GENERALIDADES.— Uno sólo tiene que mirar desde la cubierta de un buque hacia el mar, y observar los remolinos en movimiento en el agua junto al casco, aumentando en extensión de proa a popa, se notará que esa energía está siendo absorbida en resistencia friccional. — Experimentos han demostrado que en buques nuevos de superficie lisa, la resistencia friccional llega a ser de 30 a 35 por ciento de la resistencia total a baja velocidad, y casi mucho a 50 por ciento a alta velocidad. Alguna aspereza de la superficie aumentará la resistencia friccional apreciablemente más que una superficie lisa, y con subsecuente corrosión e incrustaciones ocurrirían grandes incrementos. No sólo el arrastre es afectado por la naturaleza de la superficie, sino que la estela y la eficiencia propulsiva son también cambiadas. La resistencia friccional es por lo tanto la mayor componente de la resistencia total de un buque, y esto ha servido para las investigaciones teóricas y experimentales que han sido hechas a través de los años.

En investigaciones hechas, Froude encontró que a una velocidad dada la resistencia específica por pie cuadrado de superficie fue menor para una tabla larga, que para una corta, cosa que él atribuye a los factores que rodean a la parte posterior de la tabla grande, el agua ha adquirido un movimiento progresivo y así tiene una velocidad relativa menor.

Froude dio una fórmula empírica para la resistencia en la forma

$$R = f \cdot s \cdot v^n$$

donde

R = resistencia, libras

s = área total de superficie, pies²

v = velocidad, pie/seg.

f y n dependen de la longitud y naturaleza de la superficie.

Para las superficies lisas barnizadas, el valor del exponente n disminuye de 2 para tablas cortas, a 1,33 para tablas de 90 pies. Para las tablas con asperezas por arena, el exponente tiene un valor constan

te de 2.

Para un tipo dado de superficie, el valor de f decrece con el incremento de la longitud, y para una longitud dada, aumenta si la superficie es rugosa.

Para aplicar los resultados a buques, el coeficiente de fricción derivado de la corteza tiene que ser extrapolado a varias longitudes y velocidades mayores. Froude no dio estas fórmulas extrapoladas en sus reportes, pero sugirió dos métodos que podrían ser usados. En sus propias palabras "Es de verse que a una longitud de 50 pies, la disminución de fricción con incremento de longitud es tan pequeña, que no habría gran diferencia en nuestros estimados de la resistencia total de un buque de una superficie de 300 pies de largo ya sea que asumamos que tal disminución continúa a la misma razón en los últimos 250 pies de la superficie, o suspenderla enteramente después de los 50 pies; aunque la verdad debe estar en algún lugar entre estas asunciones".

En sus experimentos Osborne Reynolds hizo fluir agua a través de un tubo de vidrio introduciendo un delgado flujo de color en la línea del centro a la en-

trada del tubo. Cuando la velocidad era pequeña, la pintura permanecía como un filamento recto paralelo al eje del tubo.

A una cierta velocidad, que Reynolds llamó la velocidad crítica V_c , el filamento comenzó a oscilar, llegó a hacerse sinuoso y finalmente perdió toda definición de continuidad, el tinte se regó por el tubo íntegramente. La resistencia experimentada por el fluido, sobre una velocidad dada de tubo, fue medida por el resultado de las pérdidas de presión.

Varios diámetros (d) del tubo fueron usados, y la viscosidad cinemática fue variada por calentamiento del agua. Reynolds encontró que las leyes de resistencia corresponden exactamente para velocidades en la razón $\frac{\nu}{d}$ y cuando los resultados fueron flo- teados logarítmicamente

$$V_c \approx 2.000 \frac{\nu}{d}$$

Bajo la velocidad crítica, la resistencia al flujo, en el tubo, varió directamente como la velocidad, mientras para velocidades más altas varió a un poder de velocidad algo menor que 2.

Cuando la relación anterior está escrita en la forma

$$V_c \frac{d}{\nu} = 2.000$$

la semejanza a la ecuación (10) es obvia.

Stanton nos demostró que los resultados de Reynolds aplicados a agua y aire fluyendo en tuberías, y también que el coeficiente de resistencia para modelos de una nave en diferentes escalas, fueron los mismos a los mismos valores de $\frac{Vd}{\nu}$.

Daker en 1.915 flotó los resultados aprovechables del coeficiente de resistencia $C_f = \frac{R_f}{\frac{1}{2} \rho v^2$ a una base de $\frac{Vd}{\nu}$ y encontró que podía ser trazada una curva proveyendo pasando a través de los resultados de Froude, excepto a bajos valores de $\frac{Vd}{\nu}$.

Experimentos como los llevados a cabo por los nolds sugieren que hay dos posibles regímenes de flujos separados, cada uno asociado con un log de resistencia diferente. A bajos valores de $\frac{Vd}{\nu}$, cuando el filamento de color mantuvo su propia identidad, el fluido fluía en capas que no se mezclaban transversalmente, pero que resbalaban una sobre otra a velocidades

des relativas que variaban a través de la sección del tubo. Tal flujo fue llamado flujo laminar y fue asociado con una resistencia relativamente baja. Cuando el número de Reynolds $\frac{Vd}{\nu}$ aumenta, ya sea por el aumento de Vd o la disminución de ν , el flujo laminar se rompe, el fluido se mezcla transversalmente en remolinos y la resistencia aumenta. Este flujo es llamado turbulento.

En formulaciones modernas de fricción, el coeficiente de resistencia friccional específica C_f es llamado a ser una función del número de Reynolds Re o $\frac{VL}{\nu}$. En 1.904 Blasius notó que a bajos números de Reynolds el flujo de ejemplo en las capas adyacentes de una tabla fue laminar. El tubo éxito en el cálculo de la resistencia total de una tabla en flujo laminar, por integración a través de las capas adyacentes encontró el momento transferido al agua, y dio la fórmula para C_f en flujo laminar en términos de Re :

$$C_f = \frac{h_f}{\frac{1}{2}\rho V^2} = 1,327 \left(\frac{VL}{\nu} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (14)$$

Blasius halló buena concordancia entre sus cálculos de resistencia y los experimentos, pero encon-

tró que el flujo laminar se hizo inestable en los números de Reynolds de la orden de $4,5 \times 10^5$, después del cual el coeficiente de resistencia aumentó rápidamente sobre los cálculos de su ecuación.

En 1.921 Prandtl y Von Karman separadamente publicaron la ecuación

$$C_f = \frac{R_f}{\frac{1}{2} \rho S V^2} = 0,072 \left(\frac{V_L}{\nu} \right)^{-\frac{1}{5}} \quad (15)$$

para flujo turbulento. Esta ecuación se basó en una investigación analítica y experimental de las características de las capas adyacentes, tanto como en los resultados aprovechables de resistencias de tablas.

A valores bajos del número de Reynolds, y en agua tranquila, la resistencia de una tabla lisa es aproximadamente la de la fórmula de Blasius, siendo el flujo laminar, y de la ecuación (14) se ve que la resistencia R varía como $V^{1,5}$.

Para flujo turbulento, el valor del coeficiente de resistencia es considerablemente más alto que para flujo laminar, y varía con una potencia de velocidad más alta; de acuerdo con la ecuación (15) como $V^{1,3}$.

El paso del flujo laminar al turbulento no ocurre simultáneamente sobre toda la tabla.

La transición comienza cuando el número de Reynolds alcanza un valor crítico R_{0c} .

Como la velocidad V aumenta más allá de estos valores, el punto de transición se adelanta de modo que el valor local del número de Reynolds $\frac{Vx}{\nu}$ permanece igual al valor crítico, siendo x la distancia del punto de transición desde el canto anterior de la tabla. Esto es llamado "Número de Reynolds local" y para los valores constantes de este $R_{n \text{ local}}$ a lo cual la transición toma lugar, x disminuirá como V aumentará, y la superficie de la tabla estará cada vez más en flujo turbulento y así experimentará una resistencia mayor.

En 1.932 Schaeffer coleccionó la mayor parte de los resultados de pruebas de tablas, y los flo-
teó como ordenadas de C_f en base R_n , él incluyó los resultados de experimentos en tablas de 20 y 30 pies y algunos trabajos originales a bajos números de Reynolds en catamaranes de 6 pies con inducción ar-

tificial de flujo turbulento. A números de Reynolds más altos él se guió en gran parte por los resultados dados por Kempf para tablas lisas. Los experimentos de Kempf fueron hechos en pequeñas superficies insertadas a intervalos a lo largo de un flotador remolcado de 252 pies en el Hamburg Tank. Las resistencias específicas locales así medidas fueron integradas por Schoengerr para obtener la resistencia total para superficies de diferentes longitudes. Para presentar estos datos en conformidad con principios físicos razonables, Schoengerr examinó sus resultados con la idea de la fórmula teórica de Prandtl y Von Karman, que es de la forma

$$\frac{A}{\sqrt{C_f}} = \text{Log}_{10} (R_n \cdot C_f) + N$$

Encontró que sin alterar los datos experimentales, haciendo N cero y A igual a 0,242, llegaría a la conocida fórmula de Schoengerr

$$\frac{0.242}{\sqrt{C_f}} = \text{Log}_{10} (R_n \cdot C_f) \quad (16)$$

El coeficiente de Schoengerr es llevado por esta fórmula a buques con rango de número de Reynolds a-

plicado a un casco de superficie completamente lisa.-
Para cascos de buques reales con estructura rugosa tales como juntas de tablas, soldaduras o remaches, - pinturas rugosas, es necesario darles una predicción realística.

C) RESISTENCIA POR OLIAJE

La resistencia por oleaje de un buque es la fuerza neta de proa a popa del buque debido a la presión del fluido actuando normalmente sobre todas las partes del casco, así como la resistencia friccional es el resultado de las fuerzas tangenciales del fluido. En el caso de un cuerpo sumergido viajando horizontalmente a una velocidad uniforme bajo la superficie, no forma ondas, pero la presión normal variará a lo largo de la eslora. En un fluido no viscoso la fuerza neta de proa a popa debido a esta variación sería cero. Si el cuerpo está yendo sobre la superficie, de todos modos esta variación en presión causa ondas que alteran la distribución de presión sobre el casco y la fuerza resultante de proa a popa es la resistencia hecha por la ola. Sobre algunas partes del casco los cambios de presión aumentarán la fuerza hacia popa, en otros disminuye, pero el efecto total debe ser una resistencia de tal magnitud que la energía expendeda contra el cuerpo en movimiento sea igual a la energía necesaria para mantener el sistema de onda.

La resistencia hecha por la ola depende de las medidas sobre las formas adoptadas para la curva de áreas, líneas de agua y sección transversal, y su determinación, y los métodos por los cuales pueden ser reducidos están entre los principales objetivos del estudio de la resistencia de los buques. Dos caminos han sido seguidos en estos estudios, experimentos con modelos en tanques de remolque e investigaciones teóricas del fenómeno de formación de olas. Ninguno, sin embargo, ha conducido a una solución completa, pero ambos han contribuido grandemente a comprender lo que es un problema muy complicado. En la actualidad los modelos de pruebas son los instrumentos más importantes que se han desarrollado para reducir la resistencia de diseños específicos de buques, pero la teoría presta invaluable ayuda en presentar resultados de modelos y en guiar futuras investigaciones con modelos.

Muchas investigaciones han sido dedicadas a los métodos teóricos para el cálculo de la resistencia por oleaje y su verificación experimental.

Un método es determinar el flujo alrededor del

caso y por lo tanto la distribución normal de la presión, y entonces integrar los componentes longitudinales de esta presión sobre la superficie del casco. Este método fue desarrollado por Mitchell en 1.898 para un casco moviéndose sobre la superficie de un fluido no viscoso. Ello corresponde a los experimentos técnicos explicados por Eggert.

Un segundo método es calcular el modelo de onda generado por el buque a una gran distancia desde la popa, la resistencia por el oleaje en tal caso es medido por el flujo de energía necesario para mantener el sistema de onda. Este método ha sido usado experimentalmente por Hogben y Gadd, Eggert y Ward.

Ambos métodos conducen a la misma expresión matemática final, y en cada caso la solución es para un fluido no viscoso e incomprensible, de modo que el buque experimenta solamente la resistencia hecha por la ola.

Mitchell obtiene la expresión matemática para el flujo alrededor de un buque de línea estrecha cuando se sitúa en una corriente uniforme. De la velocidad -

potencial resultante puede ser obtenida la distribución de la presión y velocidad sobre el casco, y por integración de los componentes longitudinales de la presión - puede ser derivada una expresión de la resistencia total a la ola.

El método alternativo desarrollado por Kavalock, en que la resistencia hecha por la ola es medida por la energía en el sistema de ondas, hace uso de la idea de origen y sucesión. Esta es una herramienta poderosa - con la cual se simula el flujo alrededor de diferentes formas de cascos y así encontrar la ola verdadera, distribución de presión y resistencia.

Muchas de las investigaciones sobre la resistencia por oleaje han sido ejecutadas sobre modelos de formas matemáticas, teniendo secciones y líneas de aguas - definidas por senos, cosenos o funciones parabólicas.

Cuando los modelos son llevados a la forma del buque real, la forma del posterior debe ser expresada - aproximadamente por el uso de polinomios, o considerando el casco como hecho por un sinnúmero de cuñas elementales.

En recientes años una gran cantidad de trabajos sobre el cálculo de la resistencia por oleaje han sido llevados a cabo en Japón por el Profesor Inui y sus colegas. Ellos usaron una combinación de matemáticas y trabajos experimentales y comprendieron la importancia de observar la ola modelo en detalle como simple medición de la resistencia. En lugar de comenzar con un casco geométrico dado, el profesor Inui comenzó con una distribución asumida de origen y profundidad, con objeto de obtener mejores aproximaciones entre el sistema de onda medida y el calculado; a los que podría referirse la misma forma de casco. La ola modelo y la resistencia por oleaje fueron calculadas de las amplitudes de las olas elementales usando los conceptos de Havelock. La ola modelo se obtuvo así por comparación con las de los experimentos, Inui manifestó que pueden ser hechos mayores progresos en la teoría de la resistencia por oleaje. El aprobó varias distribuciones de origen y sumersión por volumen sobre la curva de superficies, en un plano horizontal y sobre el plano de líneas vertical intermedio. Para desplazamiento de buques a números de Froude de 0,1 a 0,35, encontró que las geometrías de los popas son más importantes, y po-

drían ser representadas con bastante exactitud por singularidades sobre el plano de líneas intermedio. Para altos números de Froude, la distribución de orígenes a lo largo de toda la eslora llega a ser importante.

En resumen, el método es cambiar una distribución singular que dará buenos cálculos de resistencia, obtener la correspondiente geometría del casco, llevar a cabo pruebas de resistencia y observación de la ola y modificar el casco dándole una mejor forma. En este caso Inui ha sido hábil obteniendo formas con disminución considerable de resistencia al oleaje, generalmente asociado con un bulbo en la proa y algunas veces también en la popa.

D) OTROS COMPONENTES DE RESISTENCIA TOTAL

RESISTENCIA DEBIDO A LA FORMACION DE REMOLINOS O TORNUELCIAS. -- Es causada por la succión del plano posterior inclinado a un ángulo α a la dirección del avance de la corriente del agua o del plano remolcado.

La presión sobre la cara anterior se expresa con la fórmula deducida por Lord Raleigh así :

$$P_h^a = \frac{2\pi \text{Sen } \alpha}{4 + \pi \text{Sen } \alpha} \cdot \frac{W}{2g} \cdot AV^2 \quad (17)$$

donde

P_h^a = presión total, perpendicular a la cara anterior del plano.

W = peso de 1 pie³ de agua

g = aceleración debida a la gravedad

A = área del plano en pies²

V = velocidad en pies por segundo

Al tener el ángulo α a 90°, la expresión -

$$\frac{2\pi \text{Sen } \alpha}{4 + \pi \text{Sen } \alpha} \text{ tiende a } \frac{2\pi}{4 + \pi} = 0,88$$

y para el agua salada

$$\frac{W}{2g} \approx 1 \text{ prácticamente}$$

Resumiendo los resultados de muchos experimentos por Halseigh, Joessel y otros, se llega a las siguientes fórmulas :

Presión sobre la cara anterior :

$$P_a = 2,51 \cdot A \cdot v^2 \quad (18)$$

Succión de la cara posterior

$$P_p = 2,12 \cdot A \cdot v^2 \quad (19)$$

donde V es la velocidad en nudos.

Podemos decir también que la resistencia por remolinos existe cuando éstos se forman detrás de una popa de forma brusca. Cuando tal cosa sucede, las líneas de flujo del agua son rotas y forman remolinos. Estos utilizan energía, la que podría de otro modo ayudar a la propulsión del buque.

En buques con buenas formas, esta resistencia es de menor importancia en la resistencia total.

RESISTENCIA DE AIRE Y VIENTO.— Un buque de velas sobre un mar tranquilo y en aire quieto experimenta una resistencia debida al movimiento del casco sobre el agua a través del aire. Esta resistencia depende de la velocidad del buque y del área y forma de la parte superior.

Cuando el viento está soplando, la resistencia depende también de la velocidad del viento y su relativa dirección. Además las ondas de viento suscitadas pueden causar un futuro incremento en la resistencia.

Por las muchas funciones que tiene que realizar la superestructura, no puede ser adecuadamente aerodinámica, y esto podría ser efectivo sólo en vientos que vienen por la proa. La reducción en la resistencia total del buque, que puede ser realizada por tales medios, es por lo tanto relativamente pequeña.

La mayor parte de la resistencia de superestructura

tura es debido a la formación de remolinos y por lo tanto varía con el cuadrado de la velocidad, y los efectos del cambio de número de Reynolds puede no ser tomado en cuenta. Para un buque moviéndose en aire quieto, la resistencia del aire puede por lo tanto ser escrita como

$$R_{AA} = \text{Coeficiente} \times \frac{1}{2} \rho A_T V^2 \quad (20)$$

donde

A_T = Proyección transversal del área del casco sobre el agua

V = Velocidad del buque

y el coeficiente tendría un valor dependiendo de la forma del casco y oraciones.

El Almirante Taylor sugiere que la resistencia del aire de un buque ordinario en un viento de proa podría ser asumido igual al de una tabla lisa puesta normal a la dirección del movimiento, y teniendo un ancho B igual a la manga del buque y un alto igual a $\frac{B}{2}$. De los experimentos en aire él deduce un coeficiente de resistencia de 1,28, de modo que

$$\begin{aligned}
 R_{AA} &= 1,28 \times \frac{1}{2} \rho A_T (V_R)^2 \\
 &= 1,28 \times \frac{1}{2} \times 0,00238 \times B^2 \times (V_R)^2 \\
 &= 0,00152 \times B^2 \times (V_R)^2 \quad (21a)
 \end{aligned}$$

donde V_R es la velocidad aparente del viento, o velocidad relativa del viento al buque, en pies por segundo. B está en pies y R_{AA} está en libras. En aire tranquilo, $V_R = V$.

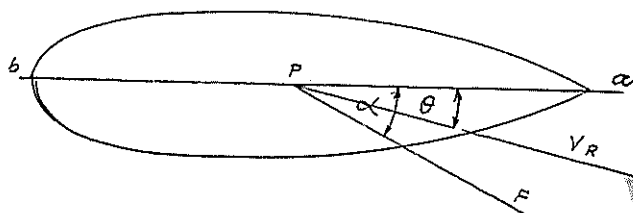
Con V_R en nudos :

$$R_{AA} = 0,00435 \times \frac{1}{2} B^2 \times (V_R)^2 \quad (21b)$$

Taylor redondea el coeficiente de 0,00435 a 0,004.

Un estudio intensivo de la resistencia que presenta la superestructura de los buques ha sido llevado a cabo por Hughes. Fueron hechos modelos del casco y sus erecciones sobre el agua, y a diferentes velocidades, y diferentes ángulos, fueron simuladas varias fuerzas y direcciones del viento. Tres modelos fueron usados, representando un típico tanquero, un buque de carga y estructuras pequeñas, tales como yates.

La simulación de la velocidad relativa del viento fue determinada :



P = Centro de la fuerza del viento

V_R = Viento relativo

Diagrama de la Fuerza del Viento

F = Fuerza resultante del viento.

y la Fuerza Total F actuando sobre el modelo fue determinada, a la vez su dirección y su punto de aplicación. Para un arreglo dado a un ángulo constante θ del viento relativo fuera de la proa, el valor de $\frac{F}{(V_R)^2}$ se estableció constante para todas las velocidades, sobre las cuales la formación de ondas comienza a ser importante.

Un ploteo de $\frac{F}{(V_R)^2}$ y α mostró que el valor de $\frac{F}{(V_R)^2}$ es un máximo cuando el viento relativo está sobre el costado, con la máxima área presentada al viento. Esto no corresponde a la máxima resistencia.

del viento, ya que está actuando aproximadamente a ángulos derechos a la dirección del movimiento. La máxima resistencia ocurre cuando el viento relativo está alrededor de 30° fuera de la proa.

El centro de la fuerza del viento está cerca de la proa para vientos casi de frente, moviéndose de aquí con valores incrementados de \bar{e} a un punto cerca de la popa cuando el viento está casi por ella.

Para un viento lateral, la mayor parte del área del casco principal y la superestructura, es normal al viento, y tiene el mismo valor de resistencia, de modo que el área efectiva es aproximadamente igual al área longitudinal proyectada A_L . Para un viento de proa, el casco principal, bajo la cubierta de barlovento, tiene una resistencia específica mucho más baja que la del área frontal de las superestructuras.

Bagges encontró que este factor es 0,31; 0,27 y 0,26 para los tanqueros, buques cargueros y transatlánticos, respectivamente. Para propósitos prácticos el área equivalente puede, por lo tanto, ser encontrada añadiendo 0,3 de la proyección principal del área del

caso a la proyección del área de la superestructura, dando la proyección del área transversal A_T

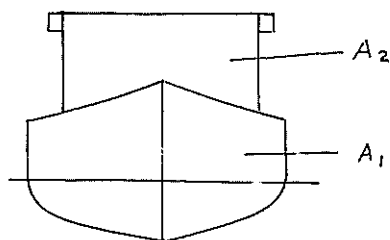


Figura # 2 Proyección transversal

$$\text{Área } A_T = 0,3 A_1 + A_2$$

Miches desarrolló un coeficiente K tal que

$$F = \frac{K \rho (V_R)^2 (A_T \text{ Sen}^2 \theta + A_T \text{ Cos}^2 \theta)}{\text{Cos} (\alpha - \theta)}$$

donde

F está en libras

V_R en pies por segundo

ρ es la densidad de la masa de aire = $\frac{0,077}{32,17}$

$$= 0,00238$$

y A_1 y A_2 están en pies²

Encuentra que K tiene un valor de aproximada-

mente 0,6 para todos los valores de θ , variando entre 0,5 y 0,65.

Con V_R en nudos, la expresión se hace

$$F = \frac{K \cdot 0,00238 \cdot (1,689 V_R)^2 (A_L \text{Sen}^2 \theta + A_T \text{Cos}^2 \theta)}{\text{Cos} (\alpha - \theta)}$$

$$F = \frac{K \cdot 0,0068 (V_R)^2 (A_T \text{Sen}^2 \theta + A_T \text{Cos}^2 \theta)}{\text{Cos} (\alpha - \theta)}$$

Para un viento de proa, $\theta = \alpha = 0$, la resistencia del viento será

$$R_{AA} = F = K \rho_{AT} (V_R)^2$$

con V_R en pies por segundo, de modo que

$$K = \frac{F}{\rho_{AT} (V_R)^2}$$

lo cual es no dimensional en unidades consistentes.

Poniendo $K = 0,6$

$$R_{AA} = 0,0041 A_T (V_R)^2 \quad (21a)$$

que es prácticamente la misma expresión de Taylor - (21b) aunque el área A_T es un tanto diferente.

Para pequeños ángulos del viento fuera de la proa a popa, la fuerza del viento en la línea del movimiento del buque será aproximadamente $F \cos \alpha$. - Valores de $\frac{F \cos \alpha}{\rho A_T (V_R)^2}$, o $K \cos \alpha$, para varios valores de θ son mostrados en la figura # 3 para un tanquero, un buque de carga y un transatlántico con superestructuras normales. Estas curvas muestran que el $\cos \alpha$ disminuye con un aumento de ángulo del viento aparente fuera de la proa a popa, los valores de F determinados experimentalmente aumentarán así rápidamente, porque del incremento rápido de área presentada al viento mientras θ parte de 0 a 180°, el producto $F \cos \alpha$ aumenta con θ y la máxima resistencia al movimiento sobre los 3 tipos de buques ocurre cuando el viento está a 30° fuera de la popa.

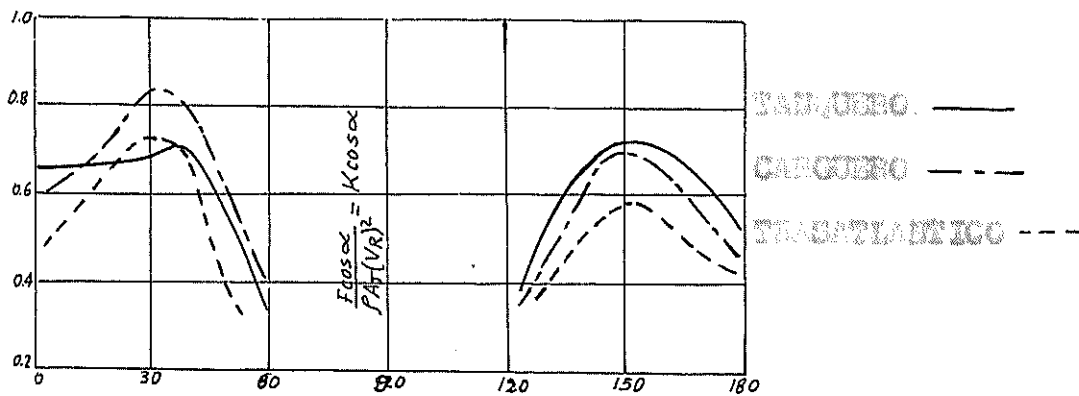


Fig. # 3 θ = Dirección relativa del viento en grados fuera de la popa.

Esto ha sido confirmado por datos obtenidos - sobre el buque alemán Hamburgo.

La resistencia en proa está dada por

$$R_{AA} = F \cos \alpha = K \rho A_T (V_R)^2 \cos \alpha \quad (22a)$$

Con R_{AA} en libras, V_R en nudos y $\rho = 0,00238$

$$R_{AA} = 0,0068 A_T (V_R)^2 (K \cos \alpha) \quad (22b)$$

donde $(K \cos \alpha)$ es la ordenada de la figura # 3 a los valores deseados de θ .

Para un viento de proa, $\alpha = 0$ y K de la figura # 3 es alrededor de 0,6 de modo que

$$\begin{aligned} R_{AA} &= 0,0068 \cdot 0,6 A_T (V_R)^2 \\ &= 0,0041 A_T (V_R)^2 \end{aligned}$$

que está de acuerdo con la ecuación (21c)

RESISTENCIA POR APÉNDICES. - En buques de una sola hélice, - los principales apéndices son la quilla y el timón, mientras que en buques de más hélices hay protuberancias o ejes ablog

tos y soportes como las patas de gallo y puede ser que hayan dos timones. Todos estos detalles causan una resistencia adicional, que mejor se determina por experimentos de modelos.

Las líneas de flujo a lo largo de la quilla - son medidas por el uso de tinta o de pequeñas banderas y la quilla arreglada de acuerdo con ellas. Por estos medios la resistencia adicional puede ser mantenida - más pequeña que la correspondiente a la superficie mojada adicional, la cual aumenta de 1 a 3 por ciento - del casco principal, dependiendo de las dimensiones de la quilla.

Las resistencias de los timones pueden ser medidas por pruebas de modelos o calculadas de acuerdo a sus formas, usando coeficiente de arrastre para láminas de características similares y número de Reynolds apropiado a su longitud y velocidad.

Cuando los timones no están en el flujo de la hélice, la velocidad del agua que los pasa es un poco menor que la velocidad del buque debido a los efectos de la estela, pero cuando están en el flujo éste por -

lo general compensa la estela, y la velocidad generalmente será mayor que la velocidad del buque. En ausencia de los datos del modelo para un buque dado, la resistencia de un timón en el flujo puede ser tomada como alrededor del 40 por ciento más de la resistencia friccional del forro. En pruebas de modelos autopropulsados generalmente se ignora la resistencia de los timones en el flujo, siendo el efecto observado en la eficiencia propulsiva. Para buques con timones gemelos, las pruebas de modelos son recomendables para determinar la óptima posición de los timones porque con el cierre de la trayectoria del flujo a la popa, esta posición puede no ser paralela a la línea del centro del buque. En ciertas condiciones desfavorables, sin embargo, tal posición puede causar vibraciones al timón y al casco, y puede ser necesario elegir diferente posición del timón y admitir la resistencia adicional.

Al diseñar ejes abiertos y soportes que darán mínima resistencia, es necesario conocer el flujo alrededor de la popa, y esto puede conseguirse con tinte, o tubos pitot, ambos en un tanque de remolque o preferiblemente en un canal de circulación de agua.

Con ejes abiertos correctamente alineados con el flujo, el mínimo incremento posible de resistencia esperada podría ser debido a la superficie mojada, el aumento de esta superficie depende del diámetro de la hélice, la cual gobierna el desenrollamiento del eje, y de la firmeza del cuerpo posterior del buque, la misma que determina la longitud del eje fuera del casco.

El incremento de resistencia debido al aumento de superficie mojada sólo aumenta de 1 a 5 por ciento pero debido a la curvatura más grande de la superficie del eje abierto, la resistencia friccional específica fue más grande que la del casco principal, de modo que el incremento total de la resistencia fue de 5 a 9 por ciento de la resistencia friccional del casco. Para popas arregladas con ejes abiertos y soportes, el incremento de la superficie mojada, incluyendo ejes, tubos de popa, puntales, etc. fue de 0,9 a 4,0 por ciento de la superficie mojada del casco principal y para buenos diseños de soportes, la resistencia incrementada fue de 6 a 9 por ciento de la resistencia friccional, casi lo mismo que para la forma hi

hidrodinámica del eje. Al hacer tales estimaciones deben dejarse márgenes para alguna característica no usual, tales como soportes intermedios adicionales o ejes abiertos muy largos, en algunos casos el eje total y resistencia de los soportes sobre un modelo pugna de elevar hasta 16 o 18 por ciento la resistencia del modelo.

La expansión de tales estimaciones al buque es cuestión de mucha dificultad, la cual no es aún satisfactorio resolver. Los apéndices del modelo son muy pequeños, de modo que el número de Reynolds basado en su velocidad y dimensiones es también pequeño, y el efecto de escala es probablemente importante. Esto sucede especialmente con ejes abiertos.

Algunos tanques tienen adoptada la práctica de medir el incremento en C_{T1} sobre el modelo debido a apéndices, y aumentar solamente la mitad de esto al coeficiente total del casco del buque, de modo que incremento en $C_{T1} = \frac{1}{2}$ incremento en C_{T1} . Otros tanques no hacen tal reducción, aumentando el máximo valor del incremento en C_{T1} al coeficiente del casco del buque. Ejes abiertos de gran tamaño forman parte

integral de la superficie del casco, y algunos tanques tienen distinción entre los dos tipos de apéndices, dividiendo el incremento para soportes y ejes abiertos, no siendo así si éstos son de gran tamaño.

La totalidad de los problemas de resistencia - por apéndice están en un estado insatisfactorio, ya sea haciendo estimaciones consideradas de su magnitud en un caso dado, o en la aplicación de los resultados del modelo al buque. Hay campo aquí para una gran parte más de investigaciones.

EFFECTOS DEL ASIENTO

Debido al cambio en la distribución de presión alrededor de un buque a diferentes velocidades, se levantará o hundirá conjuntamente y también se asentará. A bajas velocidades hay una suersión general y un pequeño asiento por la proa comparado con la condición de reposo. Cuando la velocidad aumenta, el movimiento de la popa es inverso, y a $\frac{V}{V_L} \approx 1,0$ o aproximadamente, la proa comienza a alzarse apreciablemente, la popa a sumergirse y el buque se asienta por la popa.

Como Taylor indicó, grandes cambios de asiento o bajada del centro de gravedad son síntomas más bien que causas del aumento de resistencia. Sin embargo, ello puede indicar la conveniencia de alterar el asiento en reposo por cambiar el centro de gravedad longitudinal. La reducción de la resistencia que puede ser afectada por tales cambios de asiento, que son factibles en embarcaciones de grandes desplazamientos, es muy pequeña, pero en embarcaciones a altas velocidades la posición del centro de gravedad, y el resul-

tante asiento en agua tranquila tiene una influencia muy importante sobre su desempeño. En ambos casos el posible efecto puede ser investigado en modelos a escala.

En los buques mercantes con forma promedio, el asiento adicional de la popa en la condición de reposo, generalmente, da como resultado un incremento de resistencia a bajas velocidades y una disminución a altas velocidades. A bajas velocidades, el incremento de calado en popa la hace virtualmente llena, con un consecuente incremento en la resistencia, visto que a altas velocidades esto no es más que una compensación por la reducción en la formación de olas, debido a la entrada fina en la condición de asiento.

En condiciones de lastre, a igual asiento, la superficie mojada, por tonelada de desplazamiento, aumenta mucho, de modo que la resistencia friccional por tonelada, también aumenta, pero porque de la forma fina al calado reducido, la resistencia residual por tonelada, disminuye. En general, excepto en buques de altas velocidades, la resistencia total por tonelada de desplazamiento podría ser mayor, pero por

los bajos desplazamientos, la resistencia total y poder serán reducidos, y el buque en lastre tendrá una velocidad más alta con el mismo poder.

En condiciones de lastre es generalmente necesario llevar considerable asiento por la popa a fin de asegurar adecuada inmersión de la hélice, y esto tendrá similar efecto a los establecidos en la anterior resistencia : mayor a bajas velocidades, menor a altas velocidades.

ESECTO DE AGUAS POCO PROFUNDAS

La resistencia de un buque es bastante sensitiva a los efectos de aguas poco profundas.

En primer lugar hay un apreciable cambio en el flujo potencial alrededor del casco. Si el buque es considerado como descansando en un flujo correntoso de profundidad limitada, pero de ancho no restringido, el agua pasando por debajo tiene mayor velocidad que en aguas profundas, con una consecuente reducción de presión y aumento de hundimiento y resistencia. Si el agua es restringida lateralmente, como en un río o canal, estos efectos son más exagerados. El hundimiento y asiento en aguas poco profundas pueden establecer un límite superior a la velocidad, a la cual el buque puede operar sin tocar el fondo.

Un segundo efecto es el cambio en la ola patén lo cual ocurre al pasar de agua profunda a poco profunda. Estos cambios han sido estudiados por Havelock para un punto de presión de impulso viajando sobre una superficie de agua libre.

En agua de profundidad h , la velocidad de las olas está dada por la expresión

$$(v_w)^2 = \frac{gh}{2\pi} \operatorname{teng} \frac{2\pi h}{L_w} \quad (23)$$

aquí L_w es la longitud de onda de cresta a cresta.

Como $\frac{h}{L_w}$ aumenta, $\operatorname{teng} \frac{2\pi h}{L_w}$ se aproxima al valor de la unidad, y para aguas profundas esto lleva a la expresión usual.

$$(v_w)^2 = \frac{gh}{2\pi} \quad (24)$$

Como la altura h disminuye, y la razón $\frac{h}{L_w}$ se hace pequeña, $\operatorname{teng} \frac{2\pi h}{L_w}$ se aproxima al valor de $\frac{2\pi h}{L_w}$, y para aguas poco profundas la velocidad de la ola está aproximadamente dada por la ecuación

$$(v_w)^2 = gh \quad (25)$$

El efecto de resistencia debido a los cambios en la ola patrón ha sido investigado por Havelock para una perturbación de presión de dimensión lineal l viajando sobre agua de profundidad h .

B) USO DE LOS MODELOS PARA DETERMINAR LA RESISTENCIA DE LOS BUQUES EN TANQUES DE REMOLQUES

Para hacer un estudio respecto al uso de los modelos para determinar la resistencia de los buques en tanques de remolques es necesario hacer una descripción del mismo y su funcionamiento.

Las pruebas en los tanques de remolques se efectúan como sigue :

Un plano de líneas de formas provisional se submite a la dirección del tanque de pruebas y de este trazado se hace un modelo de cera parafinada.

Para buques de alta mar este modelo generalmente es de 20 a 23 pies (6 a 7 mts.) porque uno pequeño podría dar resultados falsos.

El modelo debe también ser lo suficientemente grande para contener la maquinaria de propulsión y varios aparatos de medidas.

El modelo es primero observado en el tanque de pruebas donde es remolcado en línea recta con los dog

plazamientos y calados requeridos reducidos a escalas determinadas. Su resistencia, medida para una escala de velocidades, se convierte a caballoje efectivo requerido por el eubo de remolque (E H P) para el buque de tamaño natural. Se observa al mismo tiempo la formación de olas para corregir posibles defectos en la forma del casco. Luego se instala en el modelo un motor eléctrico, para la propulsión de las hélices, u un dinamómetro para registrar la torsión (torque) del eje propulsor y el empuje de la hélice. Las P.P.H. son también registradas. Por conversión de estos datos, el poder del eje (E H P) es calculado y el cociente $\frac{EHP}{SHP}$ da el coeficiente quasi propulsivo (c q p).

Los resultados de EHP y SHP son entonces convergidos en coeficientes no dimensionales y ploteados con diagramas standards.

La comparación de estos coeficientes no dimensionales con los resultados de las pruebas anteriores indica si estos resultados son satisfactorios, o si pueden mejorarse. Si es necesario mejorar el diseño, el modelo de cera parafinada es fácilmente alterable y la prueba continúa hasta que sean obtenidos resultados

satisfactorios.

Los modelos de las hélices se prueban separadamente y, comparando sus características con las del modelo autoimpulsado, se analizan los factores que afectan la propulsión para determinar las posibles mejoras de las mismas. Pueden ser investigados muchos otros factores, tales como mediciones del flujo, pruebas en aguas poco profundas, pruebas con sobrecarga, pruebas del gobierno y del giro, pruebas del balanceo, cabeceo, etc.

Generalmente se requieren 2 o 3 semanas para las pruebas, pero en casos urgentes, pueden ser llevadas a cabo en 8 o 10 días. Los costos dependen de lo complicado de las pruebas, generalmente 1 o 2 mil dólares que se justifican cuando el buque es grande, y parecen excesivos cuando se trata de buques pesqueros o pequeños yates (embarcaciones deportivas).

Un tipo de tanques de pruebas, como el tanque de pruebas en Holanda, es de 827 pies (252 mts.) de largo; 34,4 pies (10,5 mts.) de ancho y 18 pies (5,5 mts.) de profundidad. Su contenido es de 495.000 -

pies cúbicos (14,000 metros cúbicos) de agua. En el fondo del tanque hay un piso movable, de aproximadamente 600 pies (200 mts.) de longitud, el que consiste de 25 flotadores de 26 pies (8 mts.) de longitud. Estos flotadores sirven para regular la profundidad del tanque, simulando las condiciones de los experimentos en aguas poco profundas.

El modelo es resqueado por un pesado chasis que rueda sobre rieles colocadas a ambos lados del tanque. El chasis es propulsado por motores eléctricos a determinadas velocidades que pueden variar entre 1 a 2 pulgadas (2 a 5 cms.) por segundo hasta 28 pies (8,5 mts) por segundo. Una vez fijada la velocidad, debe permanecer constante durante la prueba; y la posición de los rieles, de acabado mecánico perfecto, debe satisfacer los requisitos más exigentes. La superficie de los rieles debe ser paralela a la superficie del agua con exactitud de 0,004 pulgadas (1/10 milímetro) y seguir la curvatura de la tierra, que en la longitud de 827 pies (252 mts.) es aproximadamente 3/32 de pulgada (2,5 milímetros).

La velocidad del chasis es controlada por el voltaje transmitido a los motores propulsores. Este

son hechos, verificados y calibrados. El principal trabajo consiste en la fundición y pulimento de los modelos de la hélice. Pero la parte importante del taller constituyen los dispositivos para copiar y medir con el máximo grado de exactitud.

Las hélices para las pruebas se funden de metal blanco, con diámetro de 8 a $10\frac{1}{2}$ pulgadas (200 a 270 milímetros) y para las pruebas de cavitación de bronce con diámetro aproximado de 18 pulgadas (450 milímetros).

El fenómeno de la cavitación consiste en la disminución de la presión sobre la hélice con el aumento de la velocidad y el caballaje del propulsor. Cuando la presión sobre la hélice llega a ser menor que la presión del vapor en el líquido circundante, las burbujas de vapor explotan sobre la hélice con gran fuerza; al aumentar en su intensidad este fenómeno puede inferir graves daños. Debido a que en el tanque de prueba la presión atmosférica no puede ser reducida para corresponder a la escala del modelo, la cavitación se estudia en canales, completamente cerrados, llamados túneles de cavitación, a lo largo de

los cuales, el agua se bombea a velocidades altas y -
pasa por la hélice en rotación que es mantenida en po-
sición longitudinal.

La cavitación se observa por medio de alumbrado estroboscópico, y las características de las hélices se determinan con las mediciones del empuje y de la torsión.

Un típico túnel tiene 35 pies (10,5 mts.) de -
largo y 23 pies (7 mts.) de alto y para su operación requiere 700 H.P.

TECNICA DE MEDICIONES DURANTE LAS PRUEBAS DE RESISTENCIA.- El modelo de cera parafinada se asegura al dinamómetro situado sobre el chasis remolcador.

La resistencia del modelo es medida a varias -
velocidades sobre y debajo de la velocidad de prueba.

De acuerdo con la Ley de Similitud de Froude, -
la correspondiente velocidad del modelo es igual a -
cuadrado de la velocidad del buque y de la raíz cua-
drada de la razón del largo del buque al largo del mo-
delo.

Para la primera carrera del modelo, el agua ha tenido que ser agitada lo que sirve para grabar el perfil de la ola en el modelo. Esto generalmente es hecho a una velocidad de servicio o de prueba, estimada previamente.

Para que haya flujo turbulento a lo largo del modelo en las capas adyacentes, un alambre de $0,4^m$ (1 mm.) de espesor es colocado a $1/20$ de la longitud del buque desde la roda. Esto causa un incremento a la resistencia de 2 a 3%, lo cual se toma en cuenta en los cálculos como un margen de seguridad.

La exactitud de esta prueba de resistencia está dentro de $1/2$ a 1% para buques finos y dentro de 1 a 2% para buques llenos.

Después de una carrera durante la cual las medidas deben ser tomadas (las carreras son siempre en una sola dirección), el chasis de renolque regresa lentamente para poner otra vez el agua en calma. Este tiempo es utilizado para computar y plotear los datos registrados.

Cuatro o seis carreras pueden ser hechas en una

hora dependiendo de la velocidad del rodillo.

F) RELACION DE LA FORMA DEL CASCO A LA RESISTENCIA

En buques mercantes la velocidad es raras veces la consideración dominante, y la proporción y forma del casco, como una regla, no deben ser relacionadas solamente para alcanzar mínimas resistencias, sin embargo bajos caballajes y bajos costos de combustible pueden tener un importante efecto sobre las ganancias que un buque puede dar.

Algunos buques de carga del Atlántico Norte son capaces de desarrollar velocidades hasta de 24 nudos. Tales buques han estimulado renovado interés en el diseño de la forma del casco que pueden conseguir tales velocidades, económicamente tienen buenas cualidades marinerías en aguas tranquilas, pero pequeñas pérdidas de velocidad en aguas agitadas.

Por otro lado están los cargueros, tales como tanqueros y buques para minerales. La velocidad no es tan importante en tales buques, porque el mínimo costo de transporte por tonelada milla es conseguido por acarreo de un peso muerto tan grande como sea po-

sible en un buque a moderadas velocidades. Los buques están ahora operando con pesos muertos tan altos como 190.000 toneladas, con longitudes tales que aún - para una velocidad de 18 nudos la razón de velocidad largo $\frac{V}{L}$ es solamente 0,6. Las restricciones sobre el calado de tales buques han aumentado la razón manga calado $\frac{B}{H}$ y el coeficiente bloque puede aproximarse a 0,85. El diseño eficiente de tales buques plantea muchos problemas.

El posible dueño generalmente especificará - que el nuevo buque lleve un cierto peso muerto a una velocidad particular, y el diseñador estimará el desplazamiento probable y las dimensiones principales. - Estos están generalmente sujetos a restricciones no asociadas con resistencia y propulsión. La eslora - es cara en su costo inicial, es limitada por las facilidades de varamiento y restricciones de navegación porque al aumentar la eslora aumentan los escantillones, equipos, etc. Desde un punto de vista a la resistencia, esloras grandes para un desplazamiento dado reduciría la resistencia a la formación de olas, - pero aumentaría la resistencia friccional, de modo -

que esloras grandes serian beneficiosas en buques veloces a altos valores de $\frac{V}{L}$ y viceversa.

Un incremento en el calado H , es generalmente beneficioso para la resistencia, y es una dimension barata en terminos de costo. No obstante, puede ser limitada por las profundidades de puertos, canales, rios y diques.

La manga, B , es uno de los factores gobernantes en asegurar adecuada estabilidad, y un minimo valor de $\frac{B}{H}$ es generalmente necesario en esta relacion. Un incremento en B aumentara la resistencia a menos que este acompañada por una correspondiente reduccion en el coeficiente de fineza.

En muchos casos, sin embargo, una pequena reduccion en la longitud y una compensacion aumentando la manga, ya que disminuye la superficie mojada, puede resultar en pequeno o no aumento de la resistencia. Esto resulta barato en un buque y tambien es necesario para incrementar la estabilidad en buques con grandes superestructuras. Esta idea ha sido explotada en un sinnúmero de grandes tanqueros.

En buques veloces a bajos valores de $\frac{V}{L}$ donde

la resistencia es grandemente friccional, es conveniente tener la superficie mojada pequeña para un desplazamiento dado, mientras que a altos valores de $\frac{V}{\sqrt{L}}$, la resistencia por oleaje llega a ser de mayor importancia. Estos hechos exigen que buques chicos y llenos a bajos $\frac{V}{\sqrt{L}}$ aumenten en eslora y finura como aumenta $\frac{V}{\sqrt{L}}$. La mínima superficie mojada para un desplazamiento dado es también sensitivo a la razón $\frac{B}{H}$ el valor óptimo de la cual es alrededor de 2,25 para un coeficiente bloque de 0,80 y alrededor de 3 para 0,5. Sin embargo, el inconveniente para la salida normal desde estos valores no es muy grande. Los efectos de cambios en $\frac{B}{H}$ sobre la resistencia por oleaje puede ser estudiado de los resultados de experimentos con modelos. Consideraciones de estabilidad y límites de calado generalmente excluyen valores debajo de 2,25 para buques llenos y 2,5 o más para buques finos de velocidades más altas.

Aunque tales consideraciones pueden servir de guía al Arquitecto Naval en el cambio de dimensiones, tiene también que encontrar muchas otras exigencias, y estará influenciado en gran parte por estos conoci-

nientos particulares de buques existentes. En el proceso de diseño los varios elementos son cambiados hasta que es conseguido un balance conveniente. Para esto tienen que ser hechas inspecciones paramétricas entre los efectos de los cambios de dimensiones, forma del casco y también tipos de maquinaria. Esto es un espacio en que la velocidad alta computada puede jugar un importante papel, permitiendo al diseñador un gran número de posibles soluciones que pudieron haber sido hechas en el pasado.

SELECCION DE COEFICIENTES DE FORMAS.— Como dijimos anteriormente a bajos valores de $\frac{V}{\sqrt{L}}$ se necesitan buques chicos y llenos, a altos valores de $\frac{V}{\sqrt{L}}$ buques grandes y finos. La relación aproximada entre el coeficiente bloque C_B y $\frac{V}{\sqrt{L}}$ puede ser expresada por las fórmulas originalmente dadas por F. H. Alexander:

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 2(1,03 - C_B) \text{ para velocidad de prueba; y} \quad (26)$$

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 2(1,05 - C_B) \text{ para velocidad de servicio}$$

Troost ha dado una fórmula similar para "velocidades de mar sostenida" en términos del coeficiente prismatico longitudinal C_L

$$\frac{V_S}{\sqrt{L}} = 1,85 - 1,6 C_L \quad (27)$$

La velocidad de prueba es tomada como

$$V_T = 1,06 \cdot V_S \quad (28)$$

La decisión final sobre la seora y llenura no sería hecha sin considerar las cualidades de alta mar del buque. Un buque chico y lleno puede soportar pérdidas de velocidad en mal tiempo por lo que se justifica el costo extra de uno más grande y fino.

La selección depende de muchas cosas, incluyen de las condiciones del oceano en las rutas comerciales, particularmente de las olas predominantes y su frecuencia.

Cuando las dimensiones principales y los coeficientes han sido escogidos, la resistencia depende principalmente de los siguientes elementos de forma del buque :

- 1ª) Distribución del desplazamiento a lo largo de la eslora, representado por la curva de áreas seccionales y la localización del centro de boyantes - (L C B)
- 2ª) Forma del plano de agua de flotación, particularmente en el cuerpo anterior.
- 3ª) Forma de la sección transversal, especialmente - hacia los extremos.
- 4ª) Coeficiente de área de la sección media.
- 5ª) Tipo de popa.

El coeficiente de la sección media C_x varía con la llenura. En buques mercantes con coeficiente bloque alrededor de 0,30 puede ser tan alto como 0,995. Como la llenura decrece y la longitud del cuerpo paralelo se hace más corta es necesario disminuir un poco el área de la sección media, evitar bordes o salientes en las líneas de aguas inferiores. En la serie 60 la relación entre C_B , C_M y C_L es como sigue :

C_B	0,800	0,750	0,700	0,650	0,600
C_X	0,994	0,990	0,986	0,982	0,978
C_L	0,805	0,758	0,710	0,661	0,614

Con buques finos, sin embargo, C_X es más pequeño, siendo alrededor de 0,93 en buques veloces de pasajeros y remolcadores y 0,90 en buques para cruzar canales.

El cambio de la forma del área de la sección y la curva del plano de agua dependen de los valores de $\frac{V}{V_L}$ y C_L , y estará también influenciado por la necesidad de proveer adecuada estabilidad.

El coeficiente de plano de agua de carga C_W disminuye como disminuye la llenura del buque, sus valores dependen también considerablemente del tipo de sección transversal. Para la serie 60 está relacionado al C_L por la fórmula aproximada :

$$C_W = 0,18 + 0,86 C_L$$

En general C_W dependerá también de los requerimientos de estabilidad.

En buques llenos de cuerpo paralelo considerable la entrada debe ser corta y la salida larga y fina, para minimizar así la resistencia. Como C_L disminuye, por el cuerpo paralelo, y la entrada es hecha más larga, reduce el incremento de la resistencia por el oleaje, moviéndose en consecuencia la localización del centro de boyantes hacia atrás. La mayor parte de la reducción en C_L es por consiguiente realizada por la entrada fina, siendo mucho menor el cambio en el coeficiente de salida.

La curva de áreas seccionales y la línea de agua de carga siguen un modelo similar. A bajos valores de $\frac{V}{\sqrt{L}}$ y altos coeficientes prismáticos, proa y popa son un poco convexas. Como $\frac{V}{\sqrt{L}}$ aumenta, ellas se hacen rectas y eventualmente forman S con una concavidad cerca de la proa. A valores de $\frac{V}{\sqrt{L}}$ de 1,5 y más, la concavidad desaparecerá en la línea de agua de carga, la cual será recta y lisa, un poco convexa en destructores y otros tipos de alta velocidad. En tales tipos, también, el impulso de la alta resistencia por oleaje exige para tal longitud una eslora que es compatible con los otros requerimientos del diseño.

CALCULO TEORICO DE RESISTENCIA PARA CADA UNO DE LOS BUQUES SELECCIONADOS

El método más usado para determinar la resistencia de un buque a una velocidad determinada es usando coeficientes de comparación obtenidos en los experimentos con los buques ya existentes, así como también en experimentos con modelos hechos a escala, usando en todos los casos la ley de Froude de Similitud y Comparación.

De acuerdo con esta ley la resistencia del oleaje para cascos similares propulsados a velocidades correspondientes, es directamente proporcional a los desplazamientos. En el cálculo de resistencia friccional al pasar de un modelo al buque en tamaño natural se debe introducir una corrección ya que la fricción del agua tiene diferentes efectos sobre las superficies cortas y las superficies largas.

Para los buques de velocidad moderada o baja, la resistencia friccional es la más importante. La fórmula para determinar la resistencia friccional de

la superficie mojada del buque es $R_f = f \cdot S \cdot V^{1,825}$ don-
 de f es el coeficiente friccional (tomado de las ta-
 blas de Tidman o Froude), " S " la superficie mojada y
 " V " la velocidad en nudos. Para un diseño preliminar
 " S " puede ser estimada con bastante aproximación con
 la fórmula $S = C \sqrt{\Delta L}$ donde C es el coeficiente de
 la superficie mojada relacionado con los coeficientes
 de la sección central y de la razón manga/calado $\frac{B}{H}$

Para el cálculo de la resistencia residual se-
 guimos el siguiente proceso :

Se calcula la razón $\frac{V}{\sqrt{L}}$ que en este caso to-
 mando como ejemplo el buque # 1 a la velocidad de 6 -
 nudos será: $\frac{6}{\sqrt{73}} = 0,702$. Luego calculamos la ra-
 zón $\frac{\Delta}{(0,01L)^3}$ que será $\frac{116,209}{(0,01 \cdot 73)^3} = 299,74$

procedemos ahora a calcular el $C_L = \frac{\nabla}{A_{XL}}$ don-
 de A_X es el área de la sección central que en el -
 presente buque es de 89,29 pies² por lo tanto $C_L =$
 $\frac{4.067,322}{89,29 \times 73} = 0,624$. Seguidamente calculo la razón
 $\frac{B}{H}$ que será igual a $\frac{22}{6} = 3,666$

En las Series Standard Taylor existen valores -

para $V/\sqrt{L} = 0,70; 0,75; 0,80$ etc. para $\frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 50, 100, 150, 200, 250$; para $C_L = 0,50; 0,60; 0,70; 0,80$. Todos estos valores de las razones y coeficientes enunciados están en 2 grupos, el uno para $\frac{R}{H} = 2,25$ y el otro para $\frac{R}{H} = 3,75$ lo que nos obliga a hacer respectivas interpolaciones para hallar la R_F/Δ para las cantidades específicas del buque, o sea que :

Para

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 0,700 \quad \frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 250 \quad C_L = 0,60$$

$$y \quad \frac{R}{H} = 2,25 \quad \text{la} \quad \frac{R_F}{\Delta} = 1,12$$

$$\text{Al ser} \quad \frac{V}{\sqrt{L}} = 0,702 \quad \text{la} \quad \frac{R_F}{\Delta} \quad \text{aumenta} \quad 0,0096$$

$$\text{Al ser} \quad \frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 299,74 \quad \text{la} \quad \frac{R_F}{\Delta} \quad \text{aumenta} \quad 0,0298$$

$$\text{y al ser} \quad C_L = 0,624 \quad \text{la} \quad \frac{R_F}{\Delta} \quad \text{aumenta} \quad 0,0528$$

por lo que para

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 0,702; \quad \frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 299,74; \quad C_L = 0,624 \quad \text{y}$$

$$\frac{R}{H} = 2,25 \quad \text{la} \quad \frac{R_F}{\Delta} \quad \text{será} \quad 1,2122 \quad (1)$$

Tenemos luego que para

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 0,70; \quad \frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 250; \quad C_L = 0,60$$

$$y \quad \frac{B}{H} = 3,75; \quad \frac{R_F}{\Delta} = 1,51$$

al ser

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 0,702 \text{ la } \frac{R_F}{\Delta} \text{ aumenta } 0,0168$$

$$\text{al ser } \frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 299,74 \quad \frac{R_F}{\Delta} \text{ aumenta } 0,0298$$

$$y \text{ al ser } C_L = 0,624 \quad \frac{R_F}{\Delta} \text{ aumenta } 0,0792$$

por lo tanto para

$$\frac{V}{\sqrt{L}} = 0,702; \quad \frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 299,74 \quad C_L = 0,624$$

$$y \quad \frac{B}{H} = 3,75 \text{ la } \frac{R_F}{\Delta} \text{ sera } 1,6358 \quad (2)$$

Interpolando (1) y (2) para $\frac{B}{H} = 3,666$ tenemos

$$\text{para } \frac{B}{H} = 3,25 \quad \frac{R_F}{\Delta} = 1,2122$$

$$\text{para } \frac{B}{H} = 3,75 \quad \frac{R_F}{\Delta} = 1,6358$$

Para el incremento de $\frac{B}{H}$ en 1,5 la $\frac{R_r}{\Delta}$ aumenta
en 0,4236

Para el incremento de $\frac{B}{H}$ en 1,416 la $\frac{R_r}{\Delta}$ aumenta
en 0,4

Siendo por lo tanto la $\frac{R_r}{\Delta}$ del buque a la -
velocidad de 6 nudos de 1,6122

Como el buque desplaza 116,21 Toneladas, la re-
sistencia total será

$$1,6122 \times 116,21 = 187,4 \text{ libras.}$$

Este es el proceso que se ha seguido para encen-
trar la R_r de los diferentes buques a velocidades -
desde 3 hasta 12 nudos. En los siguientes Cuadros y -
Gráficos están representados los resultados de estos -
cálculos.

CALCULO DE RESISTENCIA PARA MODELO #1

A BASE DE LA FORMULA $Rf = fsv^{1,825}$ PARA RESISTENCIA FRICCIONAL Y DE LOS GRAFICOS DE RESISTENCIA RESIDUAL POR TONELADA DE DESPLAZAMIENTO.

ESLORA $L = 73'-00"$ $\frac{B}{H} = 3,666$ COEFICIENTE FRICCIONAL $f = 0,009382$
 MANEJA $B = 22'-00"$ $\frac{\Delta}{(0,01L)^3} = 299,7$ SUPERFICIE MUEVA $S = 1.613,6 \text{ pie}^2$
 CALADO $H = 6'-00"$

DESPLAZAMIENTO TONS EN A.S. $\Delta = 116,21 \text{ TONS.}$
 COEFICIENTE PRISMATICO LONG. $Cl = 0,624$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V	$\frac{V}{\sqrt{L}}$	$\frac{Rt}{\Delta}$ GRAFICOS PARA $\frac{B}{H} = 3,75$	$\frac{Rt}{\Delta}$ GRAFICOS PARA $\frac{B}{H} = 2,25$	DIFERENCIA COL 3 - COL 4	$\frac{Rt}{\Delta}$ CORRECCION PARA $\frac{B}{H}$ $COL 5 \times \frac{3,75 - 2,25}{1,50}$	$\frac{Rf}{\Delta}$ $Rf = fsv^{1,825}$	$\frac{Ry}{\Delta}$ COL 4 + COL 6	$\frac{Rt}{\Delta}$ COL 7 + COL 8	Rt (lbs) COL 9 x Δ
3	0,351	0,2603	0,1765	0,0838	0,0791	0,9672	0,2556	1,2228	142,10
4	0,468	0,5227	0,3705	0,1522	0,1437	1,0349	0,5142	2,1491	249,75
5	0,585	0,9181	0,7036	0,2145	0,2025	2,4567	0,9061	3,3628	390,79
6	0,702	1,6358	1,2122	0,4236	0,4000	3,4274	1,6122	5,0396	585,65
7	0,819	3,0242	2,2723	0,7519	0,7100	4,5417	2,9823	7,5240	874,36
8	0,936	5,9510	5,7447	0,2063	0,1946	5,7946	5,9393	11,7339	1363,60
9	1,053	16,0994	15,0239	1,0755	1,0156	7,1835	16,0395	23,2230	2698,74
10	1,170	28,2732	24,9489	3,3243	3,1390	8,7075	28,0879	36,7954	4275,99
11	1,287	54,3937	40,2406	14,1531	13,3660	10,3596	53,6066	63,9662	7433,51
12	1,404	100,8360	147,6110	46,7750	44,1740	12,1452	103,4370	115,5822	13431,81

CALCULO DE RESISTENCIA PARA BUCHE #2

A BASE DE LA FORMULA $Rf = fsv^{1,825}$ PARA RESISTENCIA FRICCIONAL Y DE LOS GRAFICOS DE

RESISTENCIA RESIDUAL POR CONEJADA DE DESPLAZAMIENTO.

ESLORA $L = 68'-9"$ $\frac{B}{H} = 3,25$ COEFICIENTE FRICCIONAL $f = 0,009393$

MANGA $B = 19'-6"$ $\frac{B}{H} = 3,25$ SUPERFICIE MOJADA $S = 1.435.2 Pies^2$

CALADO

DESPLAZAMIENTO ZONS EN A.S. $\Delta = 102.28$

COEFICIENTE PRISMATICO LONG. $CL = 0.618$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V	$\frac{V}{\sqrt{L}}$	$\frac{Rt}{\Delta}$ FICOS PARA $\frac{B}{H} = 3.75$	$\frac{Rt}{\Delta}$ DE GRA FICOS PARA $\frac{B}{H} = 2,25$	DIFERENCIO COL3-COL4	$\frac{Rt}{\Delta}$ CORRECCION PARA $\frac{B}{H}$ $CL 5 \times$ $\frac{B}{H} - 2,25$ $\frac{1,50}{1,50}$	$\frac{Rf}{\Delta}$ $Rf \frac{fsv^{1,825}}{\Delta}$	$\frac{Rt}{\Delta}$ COL4+COL6	$\frac{Rt}{\Delta}$ COL7+COL8	Rz (lbs) COL9 x Δ
3	0,361	0,2803	0,1906	0,0897	0,0598	0,9738	0,2504	1,2242	125,70
4	0,482	0,5702	0,4053	0,1649	0,1099	1,6478	0,5152	2,1630	222,10
5	0,603	1,0392	0,7934	0,2458	0,1638	2,4756	0,9572	3,4328	352,48
6	0,723	1,9022	1,3116	0,5906	0,3942	3,4534	1,7058	5,1592	529,75
7	0,844	3,2940	2,5910	0,7030	0,4686	4,5763	3,0596	7,6359	784,05
8	0,964	7,3620	7,8400	0,9078	0,2800	5,8395	7,5600	13,3995	1375,86
9	1,085	17,0860	14,9800	2,1060	1,4040	7,2389	16,3840	23,6229	2425,60
10	1,206	32,4400	26,1220	6,3180	4,2120	8,7748	39,3340	39,1088	4015,69
11	1,326	63,0200	47,7500	15,2700	10,1600	10,4392	57,9300	68,3692	7020,15
12	1,447	134,7960	167,0740	32,2820	21,5180	12,2380	145,5560	157,7940	16,202,29

Calculo de Resistencia para Buque #3

A BASE DE LA FORMULA $RF = fsv$ PARA RESISTENCIA FRICCIONAL Y DE LOS GRAFICOS DE RESISTENCIA RESIDUAL POR TONELAJA DE DESPLAZAMIENTO.

ESLORA $L = 66'-8"$ $\frac{B}{H} = 3,42$ COEFICIENTE FRICCIONAL $f = 0.00941$

MANGA $B = 20'-6"$ $\frac{\Delta}{10.0113} = 337,66$ SUPERFICIE MOJADA $S = 1.412.27125^2$

CALADA $H = 6'-00"$

DESPLAZAMIENTO TONS EN D. S. $\Delta = 103.22$ TONS.

COEFICIENTE PRISMATICO LONGS. $Cl = 0.612$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V	$\frac{V}{\sqrt{L}}$	$\frac{RT}{\Delta}$ DE GRAFICOS PARA $\frac{B}{H} = 3,75$	$\frac{RT}{\Delta}$ DE GRAFICOS PARA $\frac{B}{H} = 2,25$	DIFERENCIA COL. 3 - COL. 4	$\frac{RT}{\Delta}$ CORRECCION PARA $\frac{B}{H}$ COL. 5 X $\frac{B}{H} - 2,25$ 1.50	$\frac{RF}{\Delta}$ $RF = fsv$	$\frac{RT}{\Delta}$ COL. 4 + COL. 6	$\frac{RT}{\Delta}$	RT (16s) COL. 9 x Δ
3	0,367	0,2929	0,1984	0,0945	0,0737	0,9562	0,2721	1,2283	126,79
4	0,489	0,6010	0,4263	0,1747	0,1362	1,6159	0,5625	2,1784	224,85
5	0,612	1,1000	0,8290	0,2710	0,2110	2,4278	1,0400	3,4678	357,95
6	0,734	1,8878	1,3622	0,5256	0,4099	3,3879	1,7721	5,1600	532,62
7	0,857	3,5950	3,0928	0,5022	0,3917	4,4884	3,4845	7,9729	822,96
8	0,979	7,9633	6,5832	0,6199	0,4835	5,7266	6,0997	13,8263	1427,15
9	1,102	17,5640	15,3886	2,1754	1,6968	7,0993	17,0854	24,1847	2496,34
10	1,224	35,8356	31,1196	4,7160	3,6780	8,6058	34,7976	43,4034	4480,10
11	1,347	68,6633	61,8560	6,8073	5,3096	10,2383	67,1656	77,4039	7989,63
12	1,469	154,7160	183,0850	28,3690	22,1280	12,0026	160,9570	172,9595	17852,88

CALCULO DE RESISTENCIA PARA MODELO # 4

A BASE DE LA FORMULA $Rf = f_{sv} 1.825$ PARA RESISTENCIA FRICCIONAL Y DE LOS GRAFICOS DE RESISTENCIA RESIDUAL POR TONELADA DE DESPLAZAMIENTO.

ESLORA

$$L = 63'-04" \quad \frac{B}{H} = 3.25 \quad \text{COEFICIENTE FRICCIONAL } f = 0.009444$$

MANEJA

$$B = 19'-06" \quad \frac{\Delta}{(0.014)^3} = 372,362 \quad \text{SUPERFICIE MOJADA } S = 1.326 \text{ PIES}^2$$

CALADO

$$H = 6'-00"$$

DESPLAZAMIENTO TONS EN A. S. $\Delta = 94.58 \text{ TONS.}$

COEFICIENTE PRISMATICO LONS. $CL = 0.617$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{V}{\sqrt{L}}$	$\frac{Rf}{\Delta}$ FIGOS PARA	$\frac{Rf}{\Delta}$ FIGOS PARA	$\frac{Rf}{\Delta}$ FIGOS PARA	DIFERENCIA COL3-COLA	$\frac{Rf}{\Delta}$ CORRECCION PARA $\frac{B}{H}$	$\frac{Rf}{\Delta}$	$\frac{Rr}{\Delta}$	$\frac{Rf}{\Delta}$	Rt (lbs)
	$\frac{B}{H} = 3,75$	$\frac{B}{H} = 2,25$	$\frac{B}{H} = 2,25$	COL3-COLA	$\frac{COL5 \times \frac{B}{H} - 2,25}{1.50}$	$Rf = \frac{f_{sv} 1.825}{\Delta}$	COL4+COL6	COL7+COL8	COL9 x Δ
3	0,377	0,3213	0,2166	0,1047	0,0698	0,9822	0,2864	1,2686	119,98
4	0,503	0,6948	0,4697	0,2251	0,1500	1,6610	0,6197	2,2807	215,71
5	0,628	1,2290	0,9050	0,3240	0,2160	2,4962	1,1210	3,6172	342,11
6	0,754	2,1891	1,4987	0,6904	0,4602	3,4827	1,9589	5,4416	514,67
7	0,879	4,2190	3,7689	0,4501	0,2000	4,6140	4,0689	8,6829	821,23
8	1,005	11,0799	13,2839	3,2040	1,4702	5,8801	11,8137	17,7018	1674,24
9	1,131	21,3706	18,5146	2,8560	1,0040	7,2985	20,4186	27,7153	2621,31
10	1,257	51,1870	39,1638	12,0232	0,0154	8,8475	47,1792	56,0267	5299,01
11	1,382	76,6050	73,2188	3,3862	2,2574	10,5265	75,4762	86,0027	8134,14
12	1,508	402,8880	284,3360	244,0480	79,0340	12,3398	362,3700	374,7098	35440,05

CALCULO DE RESISTENCIA PARA MODELO # 5
 A BASE DE LA FORMULA $Rf = fsv$ 1,825 PARA RESISTENCIA FRICCIONAL Y DE LOS GRABOS DE
 RESISTENCIA RESIDUAL POR LONELADA DE DESPLAZAMIENTO.

ESLORA $L = 60'-00"$ $\frac{B}{H} = 3.658$ COEFICIENTE FRICCIONAL $f = 0.009475$

MANERA $B = 18'-00"$ $\frac{\Delta}{(0.010)^3} = 303.518$ SUPERFICIE MOJADA $S = 1.096.60$

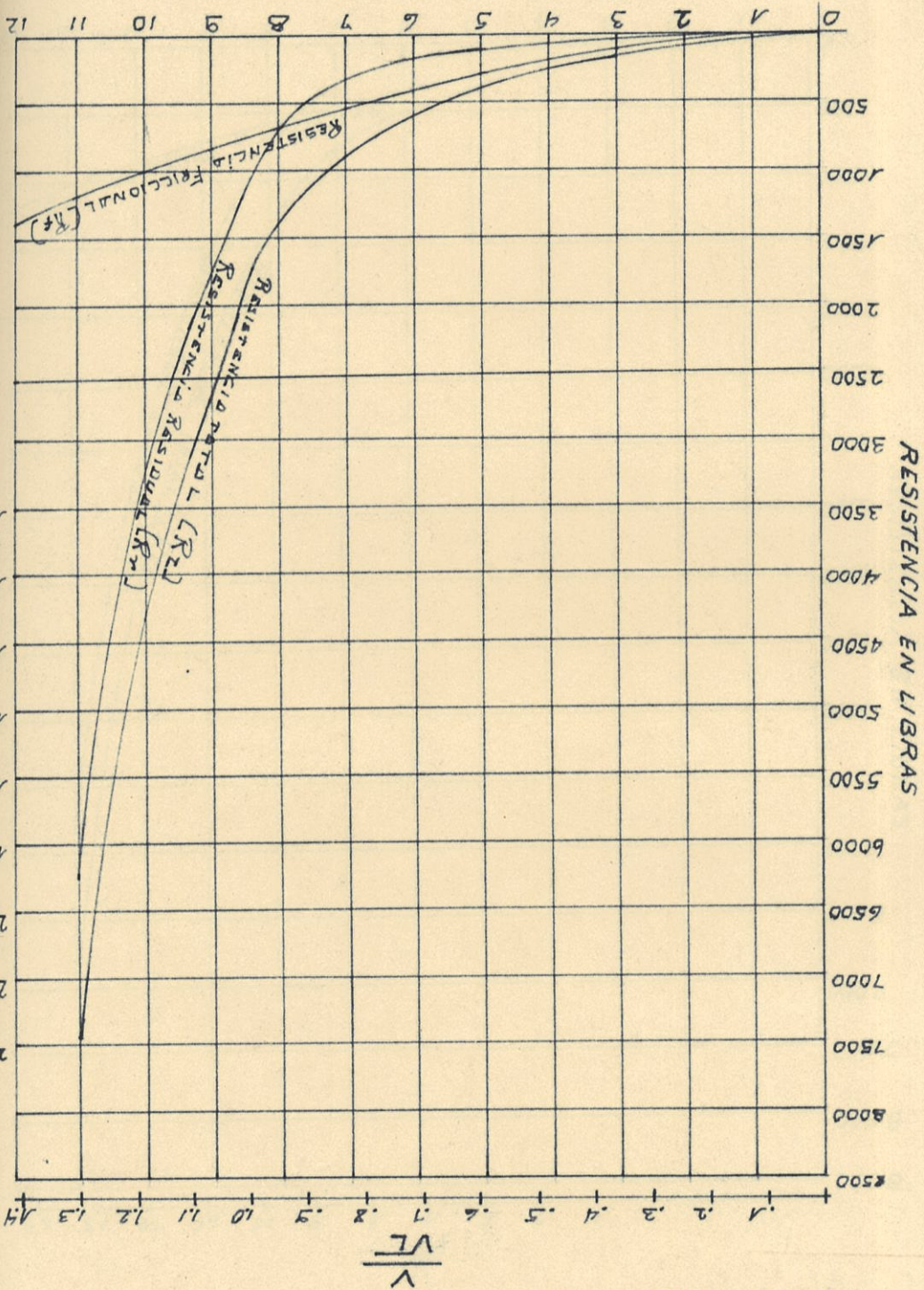
CALADA $H = 4'-11"$

DESPLAZAMIENTO TONS EN A. S. $\Delta = 65,556$ tons.

COEFICIENTE PRISMATICO LONGS. $CP = 0,597$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V	$\frac{V}{\sqrt{L}}$	$\frac{Rf}{\Delta}$ TICOS PARA $\frac{B}{H} = 3,75$	$\frac{Rf}{\Delta}$ TICOS PARA $\frac{B}{H} = 2,25$	DIFERENCIA COL3-COL4	$\frac{Rf}{\Delta}$ CORRECCION PARA $\frac{B}{H}$ $\frac{COL5 \times}{\frac{B}{H} - 2,25}$ 1,50	$\frac{Rf}{\Delta}$ $Rf = \frac{fsv}{\Delta}$ 1,825	$\frac{Rf}{\Delta}$ COL4+COL6	$\frac{Rf}{\Delta}$ COL7+COL8	Rt (lbs) COL9 x Δ
3	0,387	0,3234	0,2091	0,1143	0,1072	1,1760	0,3163	1,4923	97,84
4	0,516	0,6688	0,4815	0,1873	0,1758	1,9890	0,6573	2,6463	173,49
5	0,646	1,2274	0,9243	0,3031	0,2845	2,4389	1,2088	3,6477	239,14
6	0,775	2,2267	1,5716	0,6551	0,6149	4,1702	2,1865	6,3567	416,75
7	0,904	4,2970	3,9706	0,3264	0,3063	5,5247	4,2769	9,8016	642,59
8	1,033	10,4931	9,5731	0,9200	0,8635	7,0485	10,4366	17,4851	1146,32
9	1,162	20,7165	15,8832	4,8333	4,5365	8,7385	20,4200	29,1585	1911,63
10	1,291	52,6215	47,7744	4,8471	4,5490	10,5933	52,3234	62,9167	4124,82
11	1,420	111,9780	154,0540	42,0760	39,4950	12,6021	114,5590	127,1611	8336,68
12	1,549	361,1260	245,6680	115,4580	108,3760	14,7727	354,0440	368,8167	24179,62

VELOCIDAD EN NUDOS



$$EHP = 0.00307 R_t V$$

GRAFICO DE LOS CALCULOS DE RESISTENCIAS DEL BUQUE N

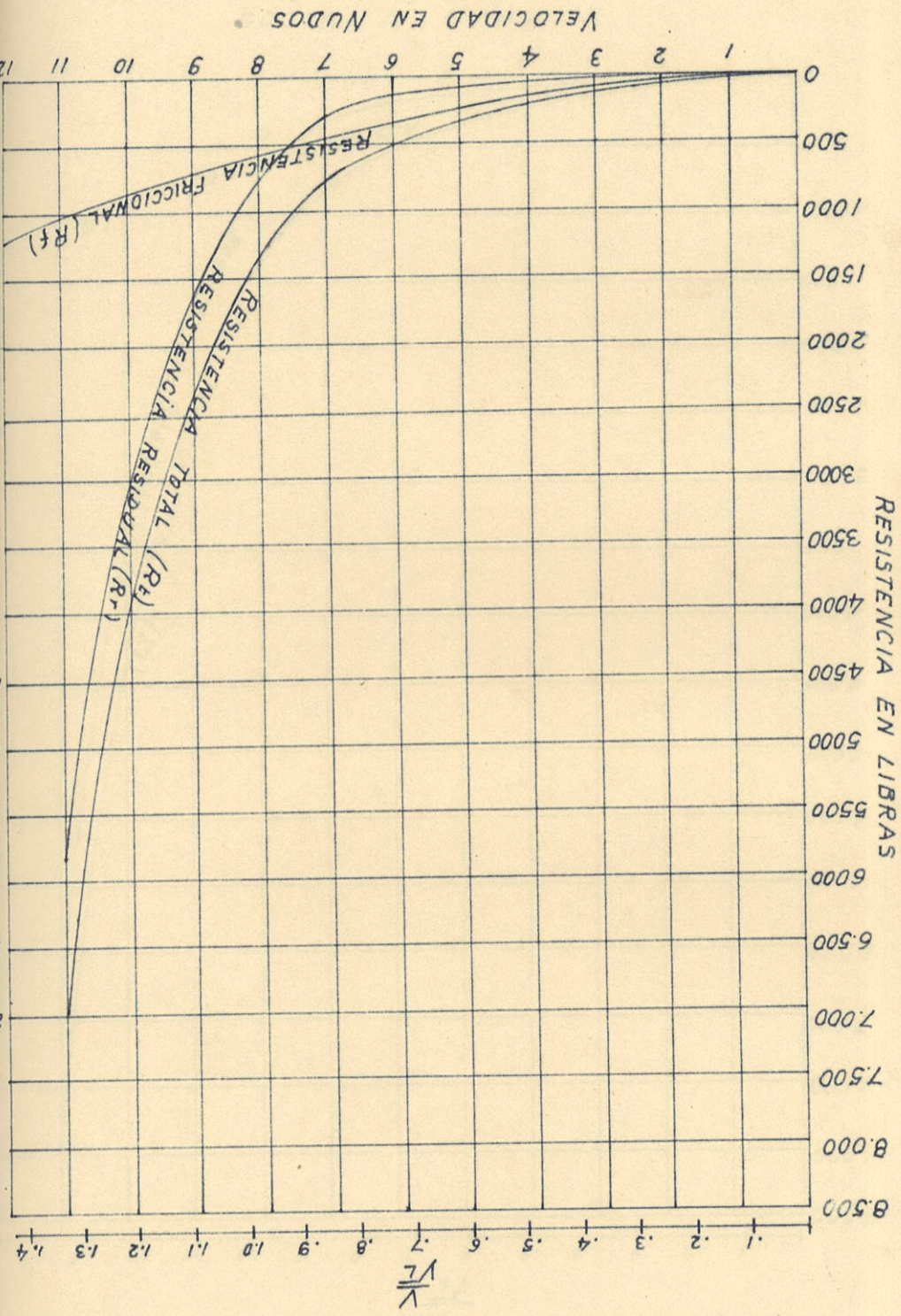
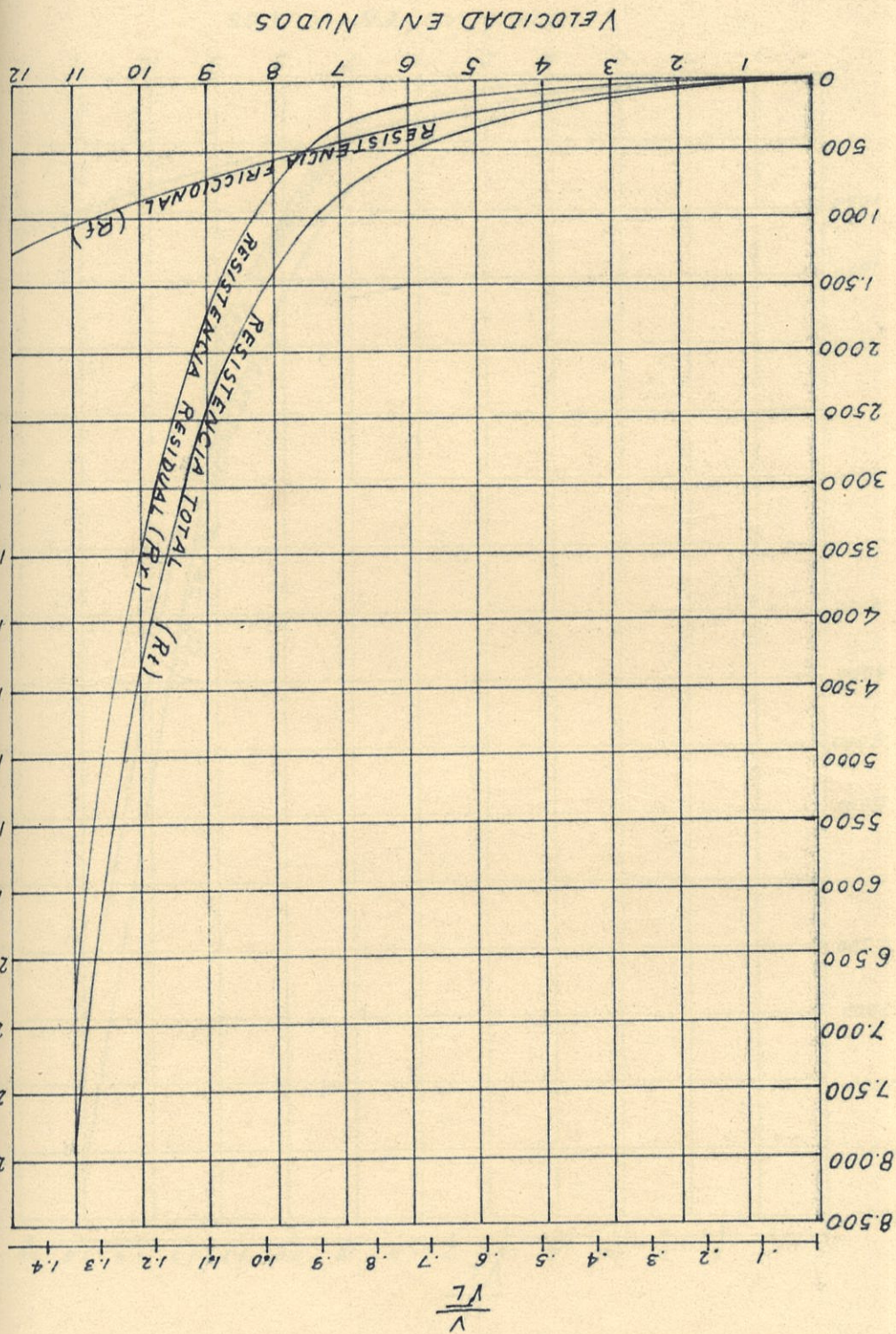


GRAFICO DE LOS CALCULOS DE RESISTENCIAS DE RESISTENCIAS DEL BUQUE N°2
 EHP=0.00307 Rf V

GRAFICO DE LOS CALCULOS DE RESISTENCIAS DEL BUQUE N°3
 $EHP = 0.00307 R_t V$



RESISTENCIA EN LIBRAS

VELOCIDAD EN NUDOS

$$\frac{V^2}{L}$$

GRAFICO DE LOS CALCULOS DE RESISTENCIAS DEL BUQUE N:4

$EHP = 0.00307 R_f V$

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

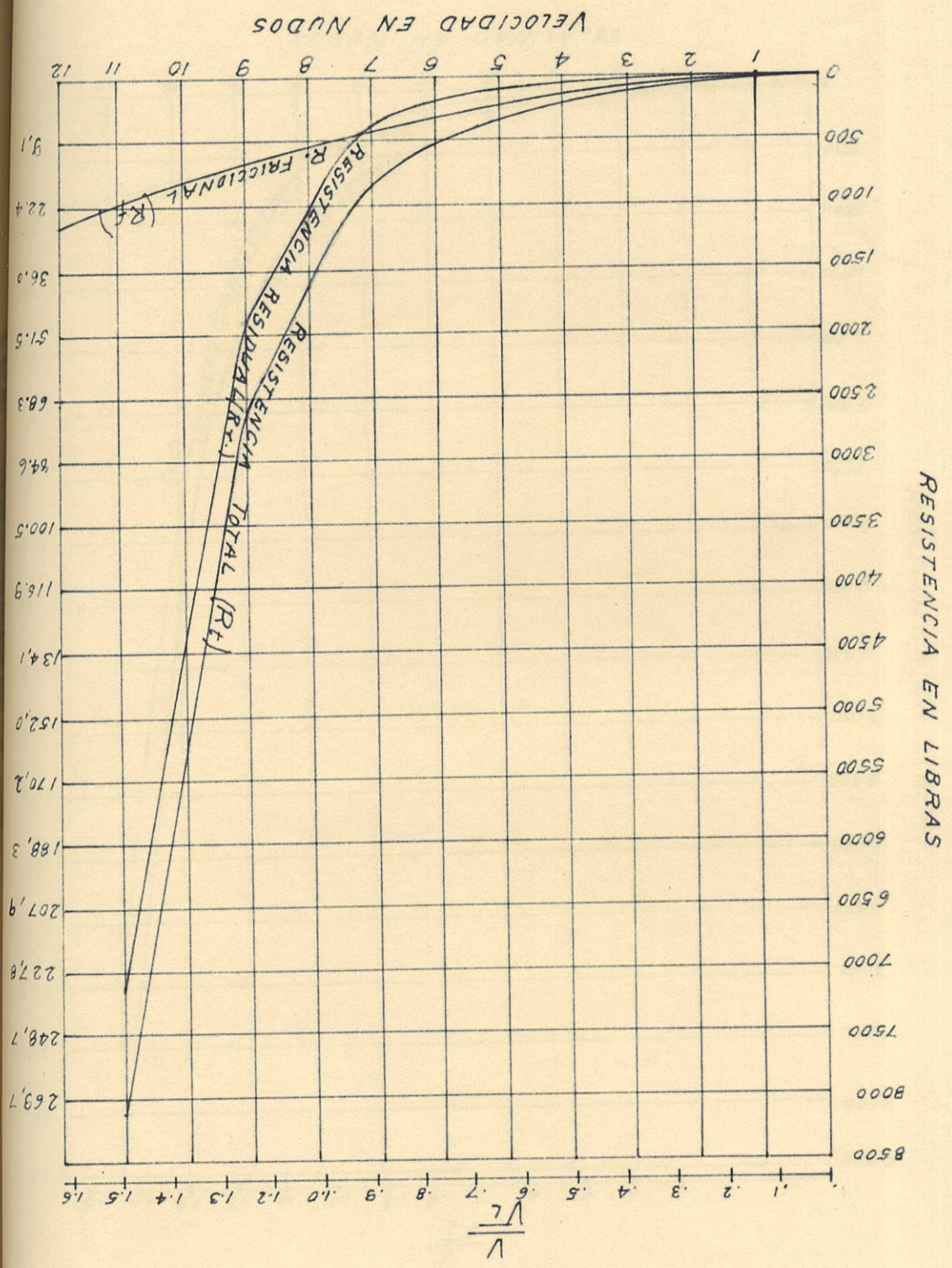
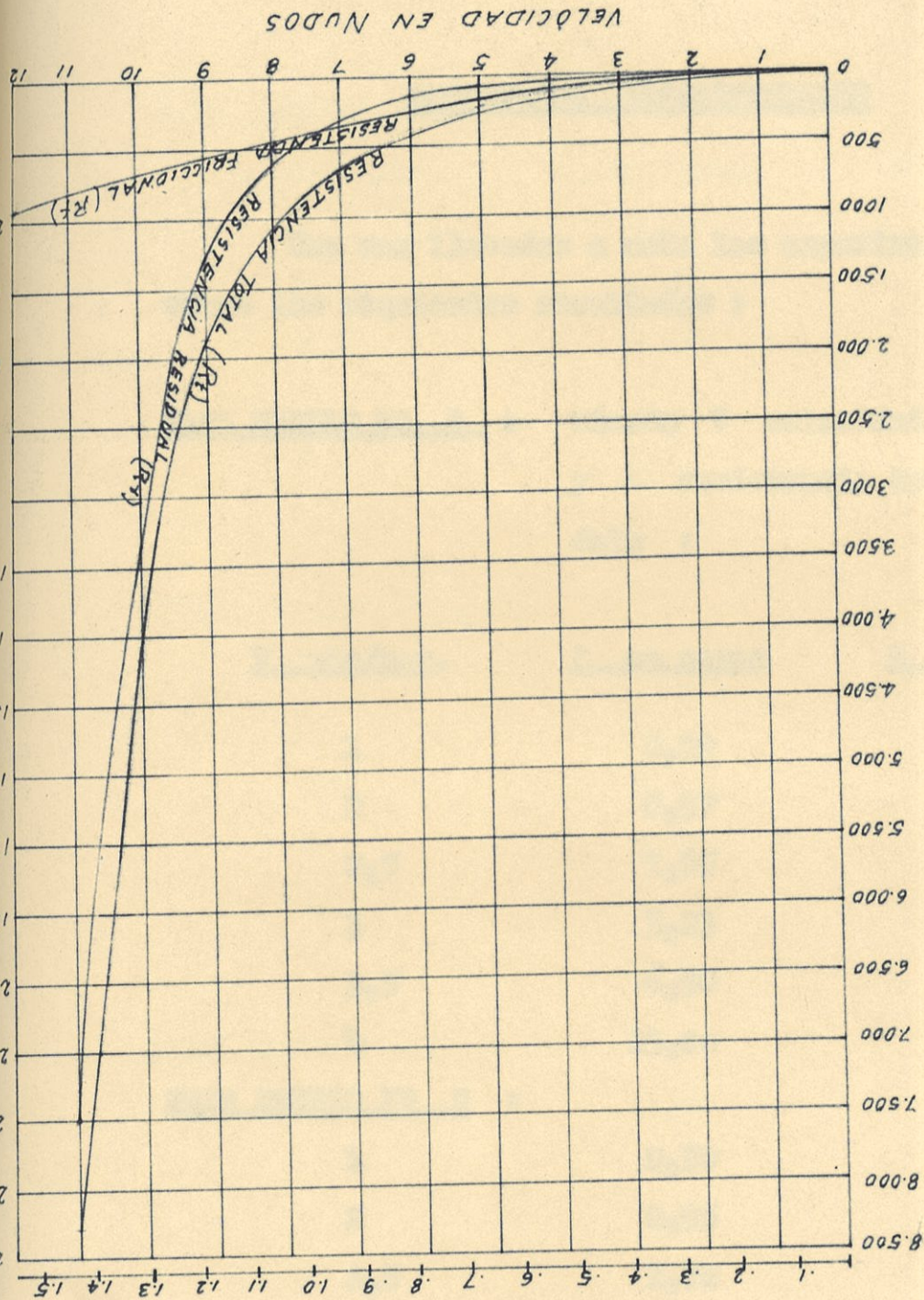


GRÁFICO DE LOS CÁLCULOS DE LAS RESISTENCIAS DEL BUQUE

$EHP = 0.00307 R + V$

$\frac{VL}{V}$



RESISTENCIA EN LIBRAS

VELOCIDAD EN NUDOS

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Una vez llevados a cabo los experimentos, obtuvimos los siguientes resultados :

PARA MODELO Nº 1 : Siendo V velocidad del agua y R resistencia total del modelo :

<u>V pie/seg.</u>	<u>R en onzas</u>	<u>R en libras</u>
1	0,29	0,018
2	0,97	0,060
2,5	1,65	0,103
3	3,23	0,201
3,5	6,90	0,431
4	13,00	0,812

PARA MODELO Nº 2 :

1	0,20	0,012
2	0,95	0,059
2,5	1,72	0,107
3	3,18	0,198
3,5	6,26	0,391
4	12,65	0,790

PARA MODELO NO 3 :

<u>V</u> rta/cag.	<u>R</u> en cascas	<u>R</u> en libras
1	0,24	0,015
2	0,89	0,055
2,5	1,62	0,101
3	3,22	0,201
3,5	6,85	0,423
4	14,50	0,906

PARA MODELO NO 4 :

1	0,20	0,012
2	0,90	0,056
2,5	1,65	0,103
3	3,50	0,218
3,5	7,24	0,452
4	13,38	0,836

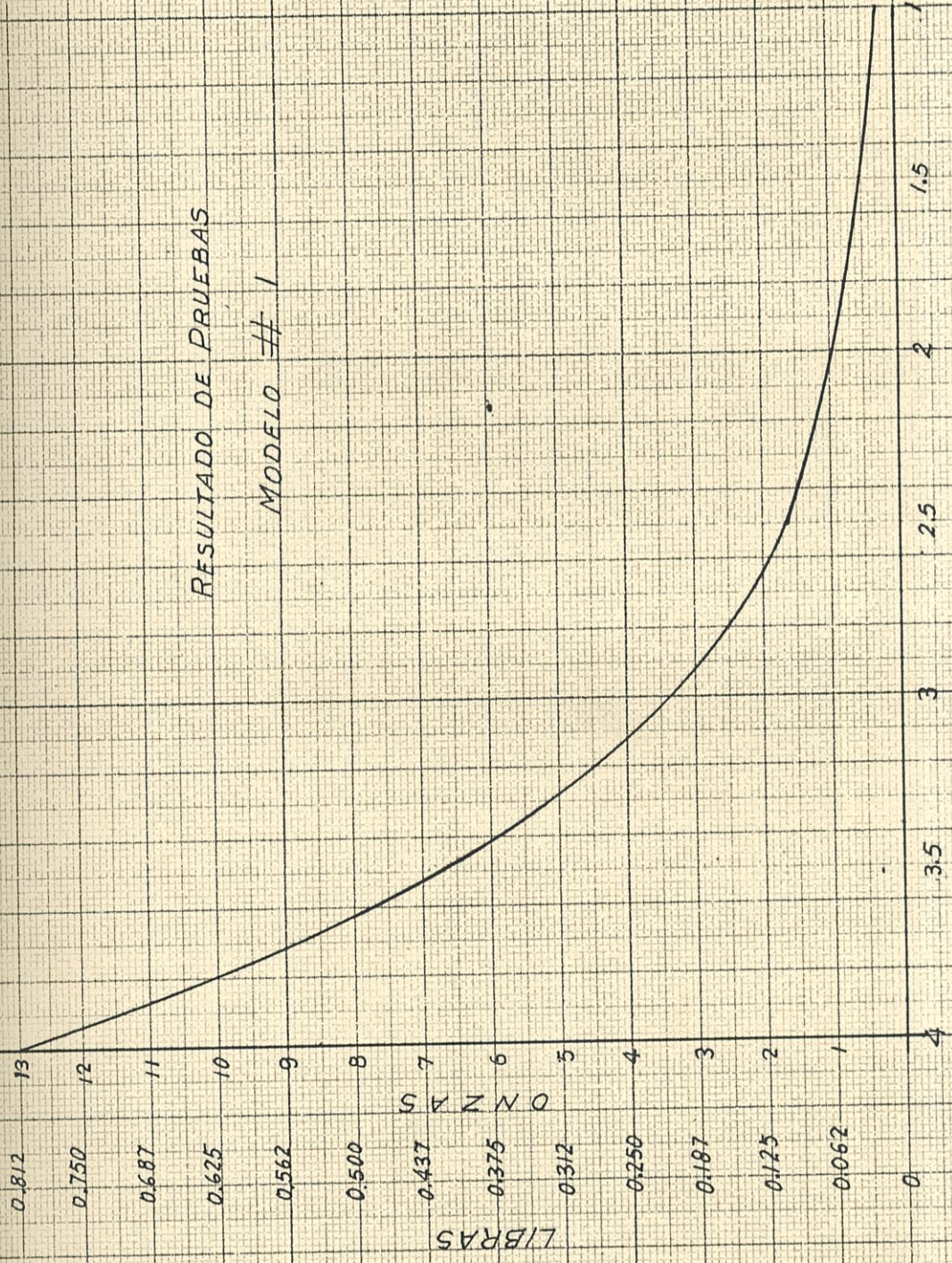
PARA MODELO NO 5 :

1	0,17	0,010
2	0,69	0,043
2,5	1,26	0,078
3	2,65	0,165
3,5	6,15	0,384
4	15,20	0,950

En los siguientes cuadros tenemos estos valores graficados, siendo la Abscisa la escala para Velocidades y las Ordenadas la escala para Resistencia Total.

RESULTADO DE PRUEBAS

MODELO # 1



VELOCIDAD EN PIES POR SEG.

RESULTADO DE PRUEBAS
Modelo # 2

LIBRAS
ONZAS

0.812

0.750

0.687

0.625

0.562

0.500

0.437

0.375

0.312

0.250

0.187

0.125

0.062

0

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

4

3.5

3

2.5

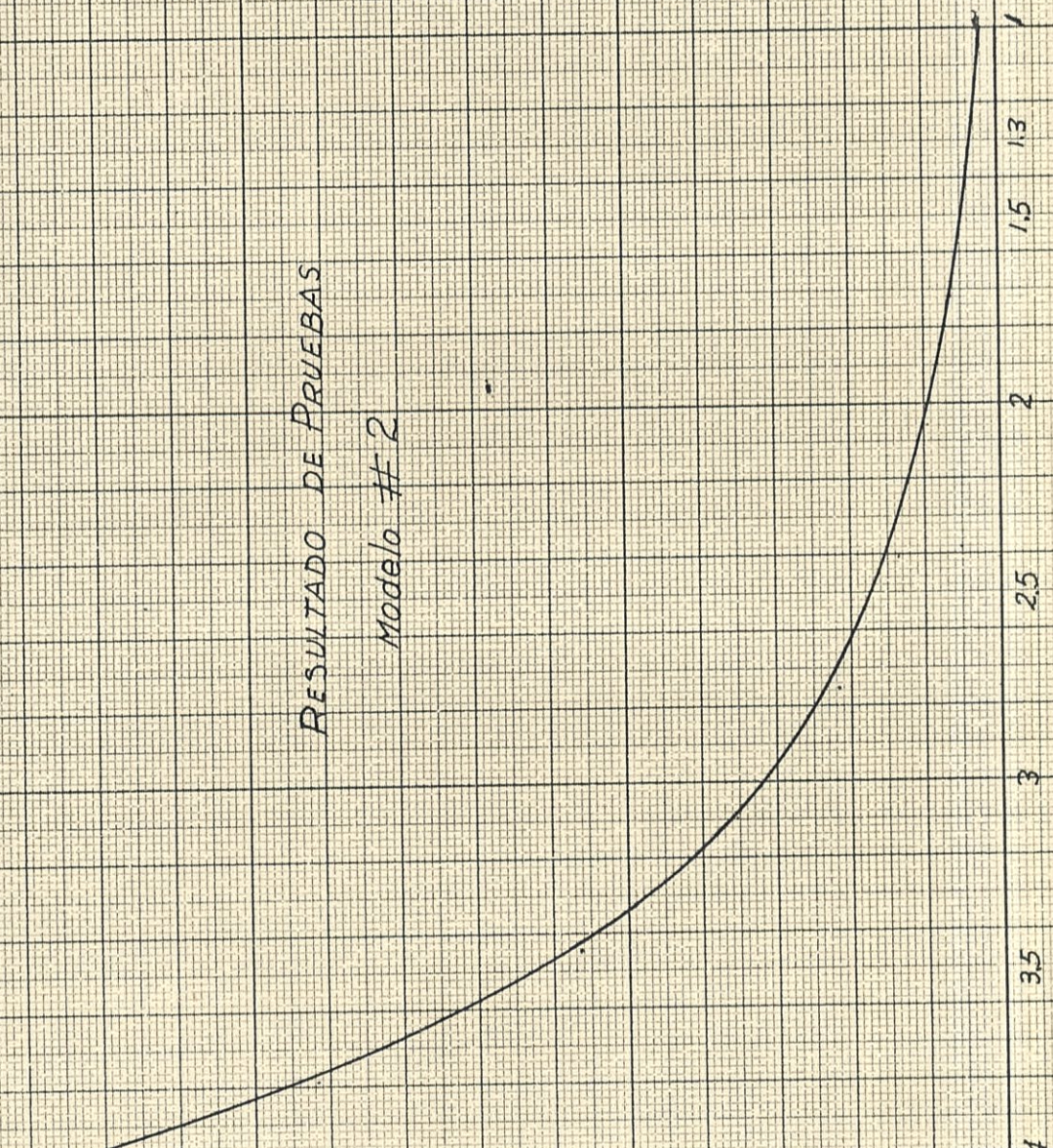
2

1.5

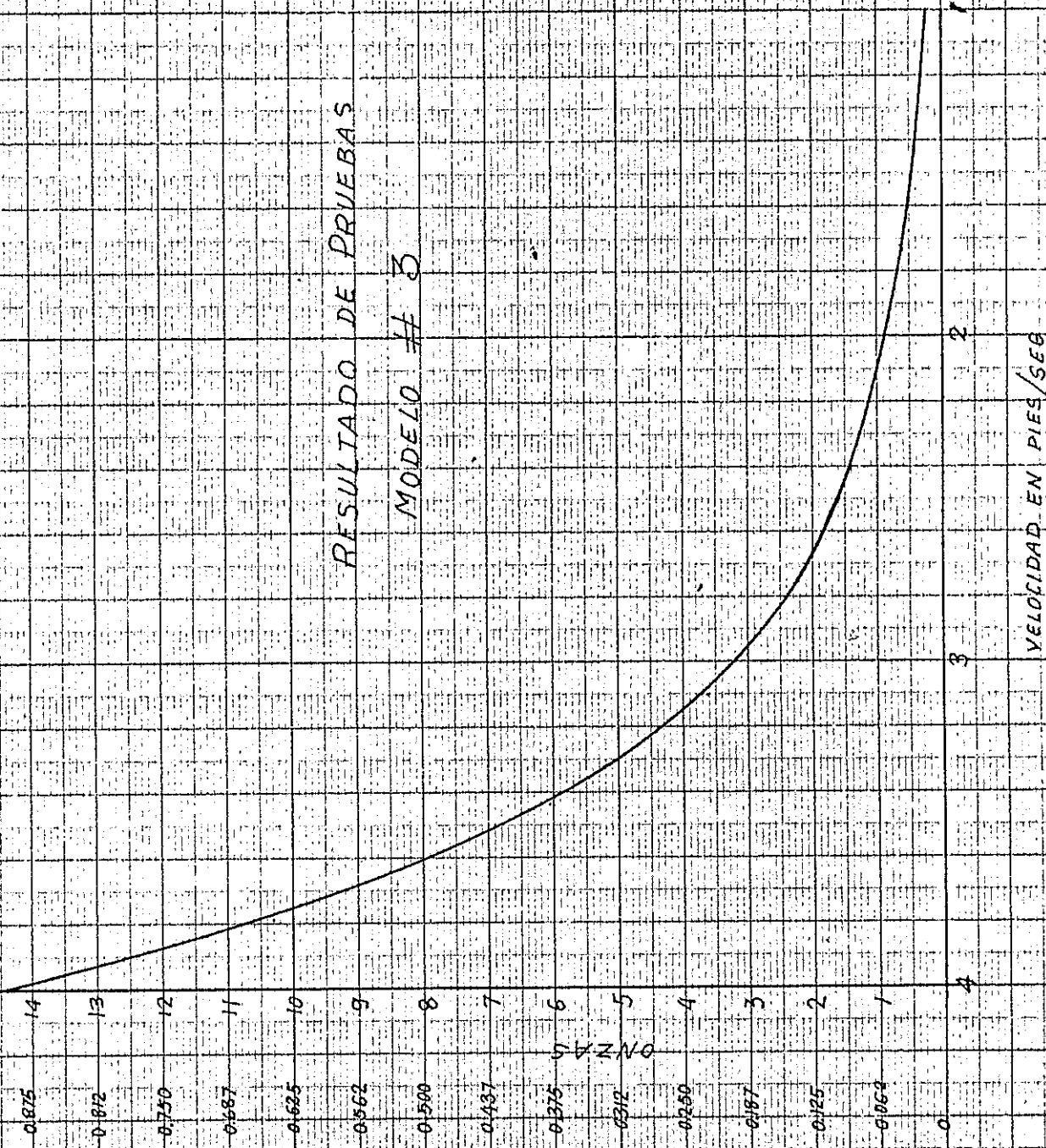
1.3

1

VELOCIDAD EN PIES POR SEG.



RESULTADO DE PRUEBAS
MODELO # 3



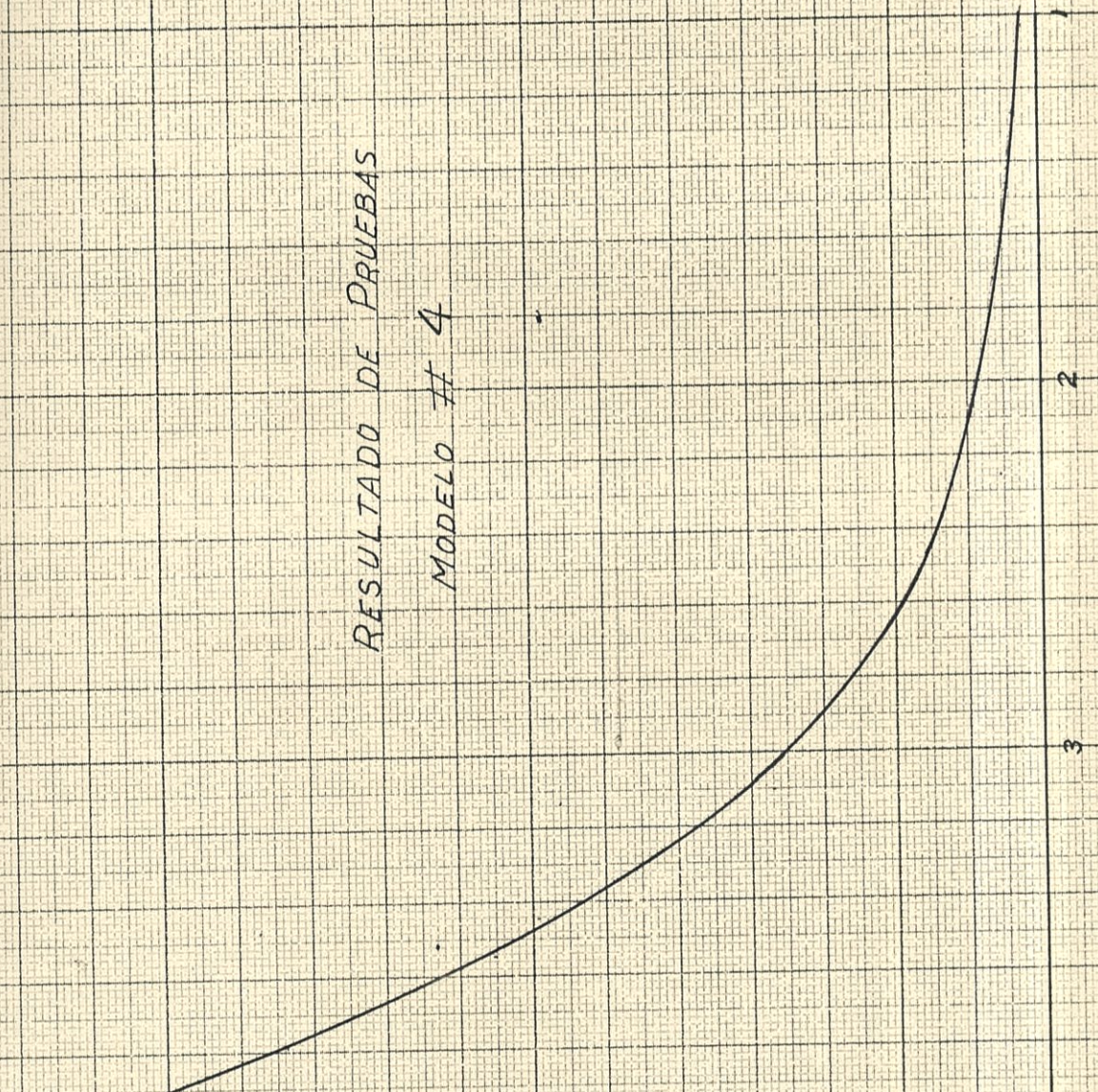
VELOCIDAD EN PIES/SEG

LIBRAS

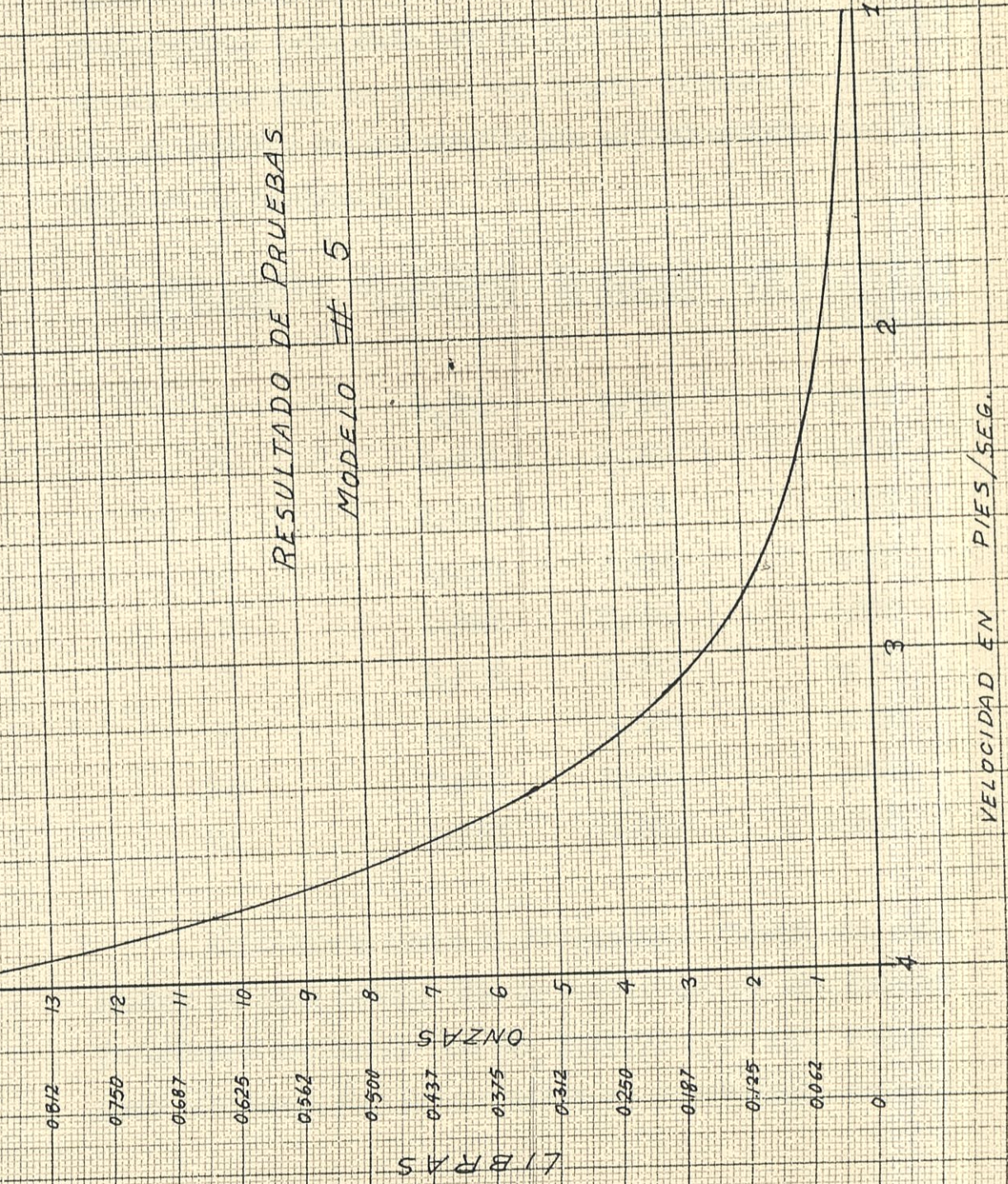
RESULTADO DE PRUEBAS
MODELO # 4

LIBRAS
ONZAS
0.875
0.812
0.750
0.687
0.625
0.562
0.500
0.437
0.375
0.312
0.250
0.187
0.125
0.062
0

VELOCIDAD EN PIES/SEG
4
3
2



RESULTADO DE PRUEBAS
MODELO # 5



Si guiendo con el procedimiento experimental calculamos luego, observando los cuadros anteriores, las resistencias para cada una de las velocidades del modelo correspondientes a las del buque, tomando como ejemplo el gráfico de los resultados experimentales del Modelo N^o 4, tenemos :

<u>V. del Buque</u> en nudos	<u>V. Modelo</u> en nudos	<u>V. Modelo</u> en pieseg.	<u>Rt. del Modelo</u> (del Gráfico) En Libras
3	0,612	1,033	0,014
4	0,816	1,377	0,025
5	1,020	1,722	0,039
6	1,224	2,066	0,062
7	1,428	2,410	0,090
8	1,632	2,755	0,151
9	1,837	3,101	0,253
10	2,041	3,445	0,420
11	2,245	3,791	0,651

Calculamos luego la Resistencia Friccional del modelo en agua dulce. (Se de anotar que el coeficiente friccional utilizado fue de 0,01351 para agua dulce, pero que luego fue transformado en coeficiente friccional

nal para agua salada multiplicando $0,01351 \times \frac{35}{35,975}$
 lo que nos dio un valor de $f = 0,01316$ para $L_M =$
 $2,64$ pies, deducida de $\frac{L_a}{L_M} = \lambda$ siendo entonces -
 $L_M = \frac{L_a}{\lambda}$ que se fundamenta en la Ley de la Similitud).

Esta resistencia friccional es calculada de acuerdo a la fórmula $R_{FM} = f \cdot S_M \cdot V_M^{1,825}$ siendo S_M en pies² y V_M en nudos. Habiendo sido ya $V_M^{1,825}$ calculado sólo nos queda por calcular S_M - que se deduce validándonos nuevamente de la Ley de Similitud, sabiendo que :

$$\frac{S_a}{S_M} = \frac{(L_a)^2}{(L_M)^2} = \lambda^2$$

Siendo por lo tanto $S_M = \frac{S_a}{\lambda^2}$

que en nuestro caso para el modelo No 4 sería $S_M =$
 $\frac{1.326}{576} = 2,3$ pies²

Siendo entonces para

R_{RN} En libras	R_{RN} En Lbs.	R_{RN} =	R_{RN} libras	para	V En Nudos
0,014	- 0,012	=	0,002		0,612
0,025	- 0,021	=	0,004		0,816
0,039	- 0,031	=	0,008		1,020
0,062	- 0,044	=	0,018		1,224
0,090	- 0,058	=	0,032		1,428
0,151	- 0,074	=	0,077		1,632
0,253	- 0,092	=	0,161		1,837
0,420	- 0,111	=	0,309		2,041
0,651	- 0,132	=	0,519		2,245

Nos queda luego calcular la resistencia residual del buque que se obtiene de la siguiente fórmula de la Ley de Similitud

$$\frac{R_{RS}}{R_{RN}} = \frac{(L_N)^3}{(L_R)^3} = \lambda^3$$

por lo tanto

$$R_{RS} = R_{RN} \cdot \lambda^3$$

Entonces tenemos que

$R_{FN} \cdot \lambda^5$ (libras)	λ^5	R_{FS} (libras)	para	V_s En Nudos
0,002	"	27,684		3
0,004	"	55,296		4
0,008	"	110,592		5
0,018	"	248,832		6
0,032	"	442,368		7
0,077	"	1.064,448		8
0,161	"	2.225,664		9
0,309	"	4.271,616		10
0,519	"	7.174,656		11

Cantidades que sumadas a la R_{FS} calculada anteriormente nos dará la resistencia total del buque

R_{FS}	+	R_{FN}	=	R_{TS} para	V_s En Nudos
27,684		92,9	=	120,548	3
55,296		157,1	=	212,396	4
110,592		236,1	=	346,692	5
248,832		329,4	=	578,232	6
442,368		436,4	=	878,768	7
1.064,448		556,9	=	1.621,348	8

R_{rs}	+	R_{fs}	*	R_{ts}	para	V_s
						En Nudos
2.225,664		690,3		2.915,964		9
4.271,616		836,8		5.108,416		10
7.174,656		995,6		8.170,256		11

Estos valores son graficados para obtener la curva de resistencia del buque calculada experimentalmente.

Este es el proceso a seguir con los resultados encontrados en los experimentos de cada uno de los modelos. Para facilitar y simplificar los resultados de este trabajo presentaremos los siguientes cuadros :

TABLA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES DEL MODELO # 1

ESLORA SUR MOJADA DESPLAZAMIENTO RAZONES Y COEFICIENTES

BUQUE $L_s = 73'-00''$ $S_s = 16136 P^2$ $\Delta_s = 116.21 \text{ Ton (A.S)}$ $\sqrt{\frac{L_s}{L_M}} = 4.899$; $\frac{S_s}{S_M} \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^2 = 576$

MODELO $L_M = 3'-00''$ $S_M = 2.8 P^2$ $\Delta_M = 18.30 \text{ lbs (A.D)}$

RAZON LINEAL : BUQUE A MODELO $\lambda = \frac{L_s}{L_M} = 24$ $\frac{\Delta_s}{\Delta_M} \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^3 = 13.824$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_s Nudos	V_M Nudos	$(V_M)^{1.825}$	R_{fM}	R_{tM} DE LOS EXPERIMENTOS	R_{rM} COL 5-COL 4	R_{rs} COL 6 x λ^3	R_{fs} $= f_s S_s V_s^{1.825}$	R_{ts} = COL 7 + COL 8	$E.H.P.t$ = 0.00307 COL 9 x COL 1
3	0.612	0.408	0.015	0.017	0.002	27.648	11.24	140.048	1.289
4	0.816	0.690	0.025	0.029	0.004	55.296	190.0	245.296	3.012
5	1.020	1.037	0.038	0.045	0.007	96.768	285.5	382.268	5.868
6	1.224	1.447	0.053	0.066	0.013	179.712	398.3	578.012	10.647
7	1.428	1.918	0.070	0.095	0.025	345.600	527.8	873.400	18.769
8	1.632	2.447	0.089	0.140	0.051	705.024	673.4	1378.424	33.854
9	1.837	3.034	0.111	0.243	0.132	1824.768	834.8	2659.568	73.484
10	2.041	3.678	0.135	0.390	0.255	3525.120	1011.9	4537.020	139.300
11	2.245	4.376	0.161	0.624	0.463	6400.512	1203.9	7604.412	256.800

TABLA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES DEL MODELO # 2

ESLORA SUR MOJADA DESPLAZAMIENTO RAZONES Y COEFICIENTES

BUQUE $L_s = 68' - 09''$ $S_s = 1435.2 \text{ pies}^2$ $\Delta_s = 102.68 \text{ Ton (A.S.)}$ $\sqrt{L_s/L_M} = 4.899$ $\frac{S_s}{S_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^2 = 576$

MODELO $L_M = 2.86'$ $S_M = 2.49 \text{ pies}^2$ $\Delta_M = 16.17 \text{ lbs (A.D.)}$

RAZON LINEAL : BUQUE A MODELO $\lambda = \frac{L_s}{L_M} = 24$ $\frac{\Delta_s}{\Delta_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^3 = 13,824$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_s	V_M	$(V_M)^{1.825}$	R_{fM}	R_{TM}	R_{rM}	R_{rs}	R_{fs}	R_{ts}	E. H. P. t
Watts	Nudos		$= f_M \cdot S_M \cdot \text{Col 3}$	DE LOS EXPERIMENTOS	$= \text{Col 5} - \text{Col 4}$	$= \text{Col 6} \times \lambda^3$	$= f_s \cdot S_s \cdot V_s^{1.825}$	$= \text{Col 7} + \text{Col 8}$	$= 0.00307 \text{ Col 9} \times \text{Col 1}$
3	0.612	0.408	0.013	0.014	0.001	13.824	100.0	113.824	1.048
4	0.816	0.690	0.023	0.026	0.003	41.472	169.2	210.672	2.587
5	1.020	1.037	0.034	0.041	0.007	96.768	254.2	350.968	5.387
6	1.224	1.447	0.047	0.059	0.012	165.888	354.6	520.488	9.587
7	1.428	1.918	0.063	0.096	0.033	456.192	469.9	926.092	19.902
8	1.632	2.147	0.080	0.145	0.065	898.560	599.6	1498.160	36.795
9	1.837	3.034	0.099	0.226	0.127	1755.648	743.3	2498.948	69.046
10	2.041	3.678	0.120	0.362	0.242	3345.408	901.0	4246.408	130.365
11	2.245	4.876	0.143	0.587	0.444	6.137.856	1071.9	7209.756	243.473

TABLA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES DEL MODELO # 3

ESLORA SUP. MOJADA DESPLAZAMIENTO RAZONES Y COEFICIENTES

BUQUE $L_s = 66' - 0.8''$ $S_s = 1412.2 \text{ Pies}^2$ $\Delta_s = 103.22 \text{ Ton (A.S)}$ $\sqrt{L_s/L_M} = 4.899$ $\frac{S_s}{S_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^2 = 576$

MODELO $L_M = 2.78'$ $S_M = 2.47 \text{ Pies}^2$ $\Delta_M = 16.25 \text{ lbs (A.D)}$

$\frac{\Delta_s}{\Delta_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^3 = 13,824$

RAZON LINEAL : BUQUE A MODELO $\lambda = \frac{L_s}{L_M} = 24$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_s Nudos	V_M Nudos	$(V_M)^{1.825}$	R_{fM} $= f_M \cdot S_M \cdot \text{COL 3}$	R_{tM} DE LOS EXPE RIMENTOS	R_{rM} $= \text{COL 5} - \text{COL 4} = \text{COL 6} \times \lambda^3$	R_{rs}	R_{fs} $= f_s \cdot S_s \cdot V_s^{1.825}$	R_{ts} $= \text{COL 7} + \text{COL 8}$	E. H. P. t $= 0.00307 \text{ COL 9}$ $\times \text{COL 1}$
3	0.612	0.408	0.013	0.015	0.002	27.648	98.7	126.348	1.164
4	0.816	0.690	0.022	0.026	0.004	55.296	166.8	222.096	2.727
5	1.020	1.037	0.034	0.041	0.007	96.768	250.6	347.368	5.332
6	1.224	1.447	0.047	0.060	0.013	179.712	349.7	529.412	9.752
7	1.428	1.918	0.062	0.088	0.026	359.424	463.3	822.724	17.680
8	1.632	2.147	0.079	0.139	0.060	829.440	591.1	1420.540	34.888
9	1.837	3.034	0.098	0.232	0.134	1852.416	732.8	2585.216	71.429
10	2.041	3.678	0.119	0.386	0.267	3691.008	888.3	4579.308	140.585
ii	2.245	4.876	0.142	0.659	0.517	7147.008	1056.8	8203.808	277.043

TABLA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES DEL MODELO

RAZONES Y COEFICIENTES

SUP. MOJADA DESPLAZAMIENTO

ESLORA

$$\sqrt{\frac{L_s}{L_M}} = 4.899 \quad \frac{\Delta_s}{\Delta_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^2 = 576$$

BUQUE $L_s = 63'-04''$ $\Delta_s = 1326 \text{ Pies}^2$ $\Delta_s = 94.58 \text{ Ton (A.S)}$

MODELO $L_M = 2,64'$ $\Delta_M = 2.3 \text{ Pies}^2$ $\Delta_M = 14.89 \text{ Lbs (A.D)}$

$$\frac{A_s}{A_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^3 = 13,824$$

RAZON LINEAL : BUQUE A MODELO $\lambda = \frac{L_s}{L_M} = 24$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_s nudos	V_M nudos	V_M ^{1,825} (V_M)	R_{fM} $= f_M \cdot \Delta_M \cdot \text{COL 3}$	R_{tM} DE LOS EXPE RIMENTOS	R_{YM} COL 5-COL 4	R_{rs} COL 6 x λ^3	R_{fs} $= f_s \Delta_s V_s^{1,825}$	R_{ts} COL 7 + COL 8 $= \text{COL 7} + \text{COL 8}$	E.H.P. t $= 0.00307 \text{ COL 9}$ x COL 1
3	0.612	0.408	0.012	0.014	0.002	27.648	92.9	120.548	1.110
4	0.816	0.690	0.021	0.025	0.004	55.296	157.1	212.396	2.608
5	1.020	1.037	0.031	0.039	0.008	110.592	236.1	346.692	5.322
6	1.224	1.447	0.044	0.062	0.018	248.832	329.4	578.232	10.651
7	1.428	1.918	0.058	0.090	0.032	442.368	436.4	878.768	18.885
8	1.632	2.447	0.074	0.151	0.077	1064.448	556.9	1621.348	39.820
9	1.837	3.034	0.092	0.253	0.161	2225.664	690.3	2.915.964	80.568
10	2.041	3.678	0.111	0.420	0.309	4271.616	836.8	5.108.416	156.828
11	2.245	4.376	0.132	0.651	0.519	7174.656	995.6	8.170.256	275.910

TABLA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES DEL MODELO # 4

ESLORA SUP. MOJADA DESPLAZAMIENTO RAZONES Y COEFICIENTES

BUQUE $L_s = 63' - 04''$ $\Delta_s = 1326 \text{ Pies}^2$ $\Delta_s = 94.58 \text{ Ton (A.S)}$ $\sqrt{\frac{L_s}{L_M}} = 4.899$ $\frac{\Delta_s}{\Delta_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^2 = 576$

MODELO $L_M = 2,64'$ $\Delta_M = 2.3 \text{ Pies}^2$ $\Delta_M = 14.89 \text{ Lbs (A.D)}$

RAZON LINEAL : BUQUE A MODELO $\lambda = \frac{L_s}{L_M} = 24$ $\frac{A_s}{A_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^3 = 13,824$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_s Nudos	V_M Nudos	$(V_M)^{1.825}$	R_{fM} $= f_M \cdot \Delta_M \cdot \text{COL 3}$	R_{tM} DE LOS EXPERIMENTOS	R_{rM} COL 5 - COL 4	R_{rs} COL 6 x λ^3	R_{fs} $= f_s \cdot \Delta_s \cdot V_s^{1.825}$	R_{ts} COL 7 + COL 8 $= 0.00307 \text{ COL 9} \times \text{COL 1}$	E. H.P. t
3	0.612	0.408	0.012	0.014	0.002	27.648	92.9	120.548	1.110
4	0.816	0.690	0.021	0.025	0.004	55.296	157.1	212.396	2.608
5	1.020	1.037	0.031	0.039	0.008	110.592	236.1	346.692	5.322
6	1.224	1.447	0.044	0.062	0.018	248.832	329.4	578.232	10.651
7	1.428	1.918	0.058	0.090	0.032	442.368	436.4	878.768	18.885
8	1.632	2.447	0.074	0.151	0.077	1064.448	556.9	1621.348	33.820
9	1.837	3.034	0.092	0.253	0.161	2225.664	690.3	2.915.964	80.568
10	2.041	3.678	0.111	0.420	0.309	4271.616	836.8	5.108.416	156.828
11	2.245	4.376	0.132	0.651	0.519	7174.656	995.6	8.170.256	275.910

TABLA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES DEL MODELO # 5

ESLORA SUP. MOJADA DESPLAZAMIENTO RAZONES Y COEFICIENTES

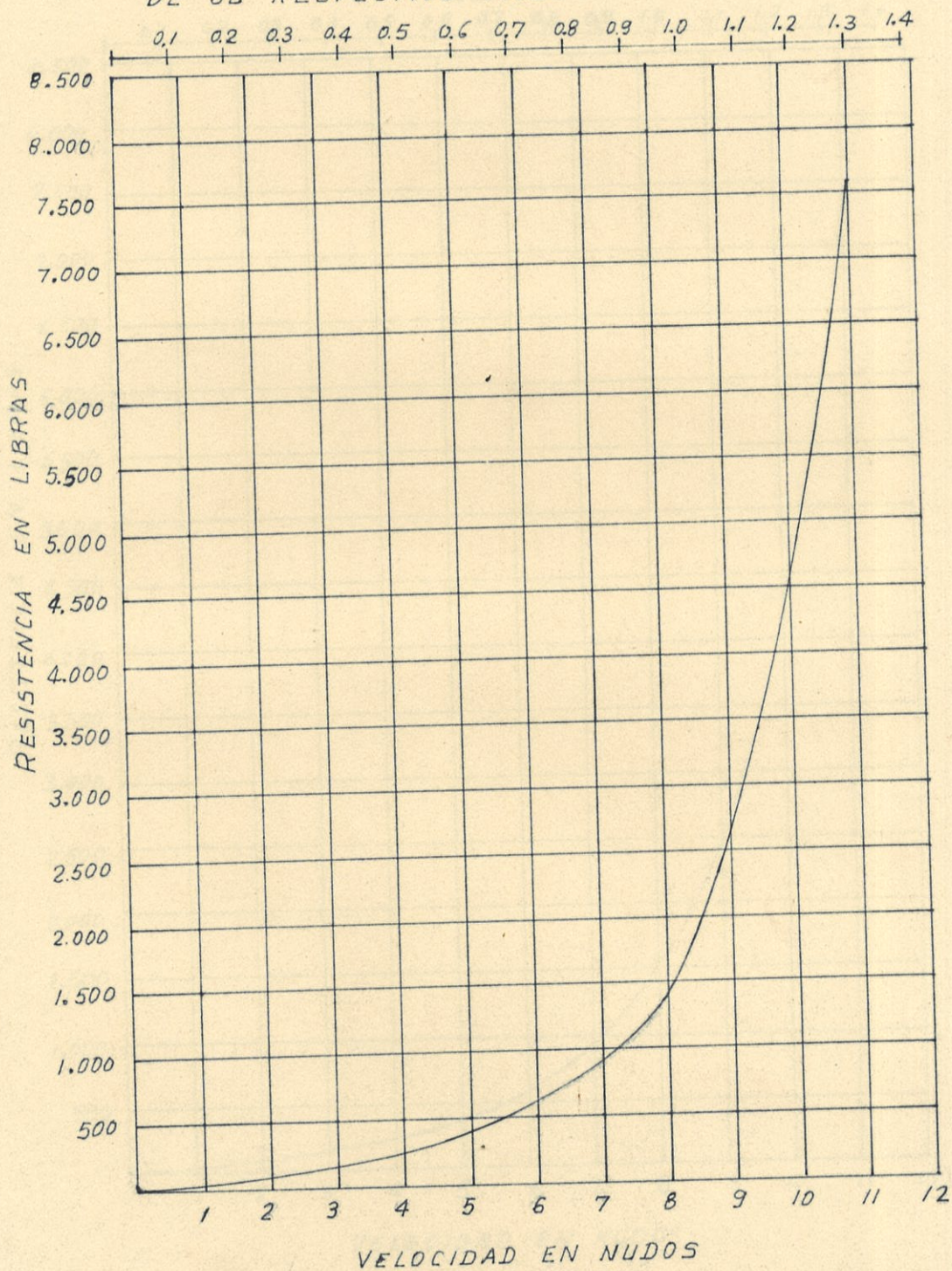
BUQUE $L_s = 60' - 00''$ $\Delta_s = 10966.6 \text{ Pes}^2 \Delta_s = 65.56 \text{ Ton (A.S)}$ $\sqrt{L_s/L_M} = 4.899$ $\frac{\Delta_s}{\Delta_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^2 = 576$

MODELO $L_M = 2, 5'$ $\Delta_M = 1.9 \text{ Pes}^2 \Delta_M = 10.32 \text{ Lbs (A.D)}$

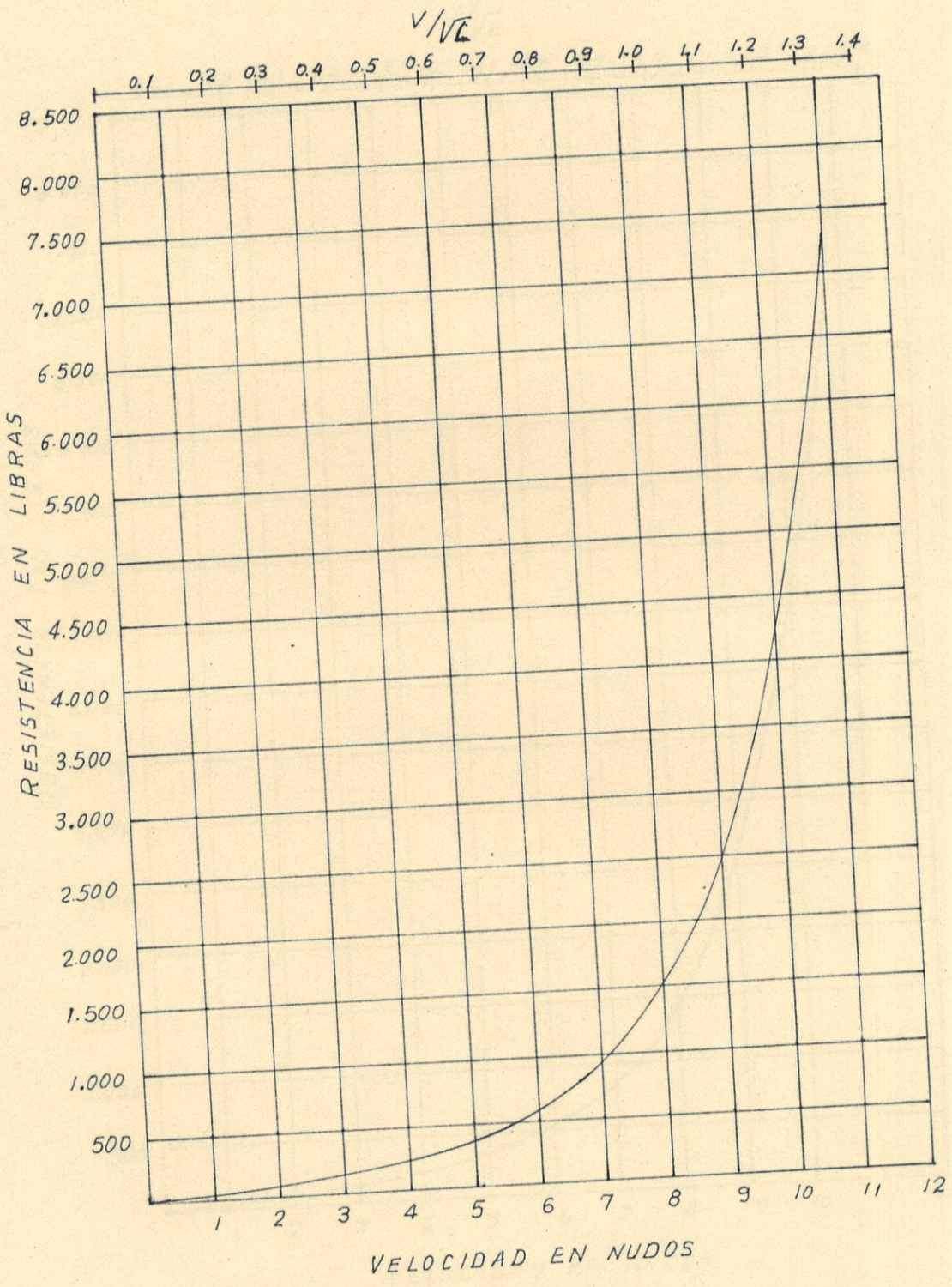
RAZON LINEAL: BUQUE A MODELO $\lambda = \frac{L_s}{L_M} = 24$ $\frac{\Delta_s}{\Delta_M} = \left(\frac{L_s}{L_M}\right)^3 = 13,824$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_s Nudos	V_M Nudos	$(V_M)^{1.825}$	R_{fM} $= f_M \cdot \Delta_M \cdot \text{COL 3}$	R_{tM} DE LOS EXPE RIMENTOS	R_{rM} COL 5 - COL 4	R_{rs} COL 6 x λ^3	R_{fs} $= f_s \Delta_s V_s^{1.825}$	R_{rs} COL 7 + COL 8 $= 0.00307 \text{ COL 9}$ $\times \text{COL 1}$	E.H.P. t
3	0.612	0.408	0.010	0.011	0.001	13.824	77.1	90.924	0.837
4	0.816	0.690	0.017	0.020	0.003	41.472	130.4	171.872	2.111
5	1.020	1.037	0.026	0.031	0.005	69.120	195.9	265.020	4.068
6	1.224	1.447	0.037	0.046	0.010	138.240	273.4	411.640	7.582
7	1.428	1.918	0.048	0.070	0.022	304.128	362.1	666.228	14.317
8	1.632	2.447	0.061	0.110	0.049	677.376	462.1	1139.476	27.986
9	1.837	3.034	0.076	0.195	0.119	1645.056	572.9	2.217.956	61.282
10	2.041	3.678	0.092	0.347	0.255	3525.120	694.5	4.219.620	129.542
11	2.245	4.376	0.109	0.640	0.531	7340.544	826.2	8166.744	275.791

RESISTENCIA TOTAL DEL BUQUE # 1
DEDUCIDA DE LOS EXPERIMENTOS
DE SU RESPECTIVO MODELO V/V_L

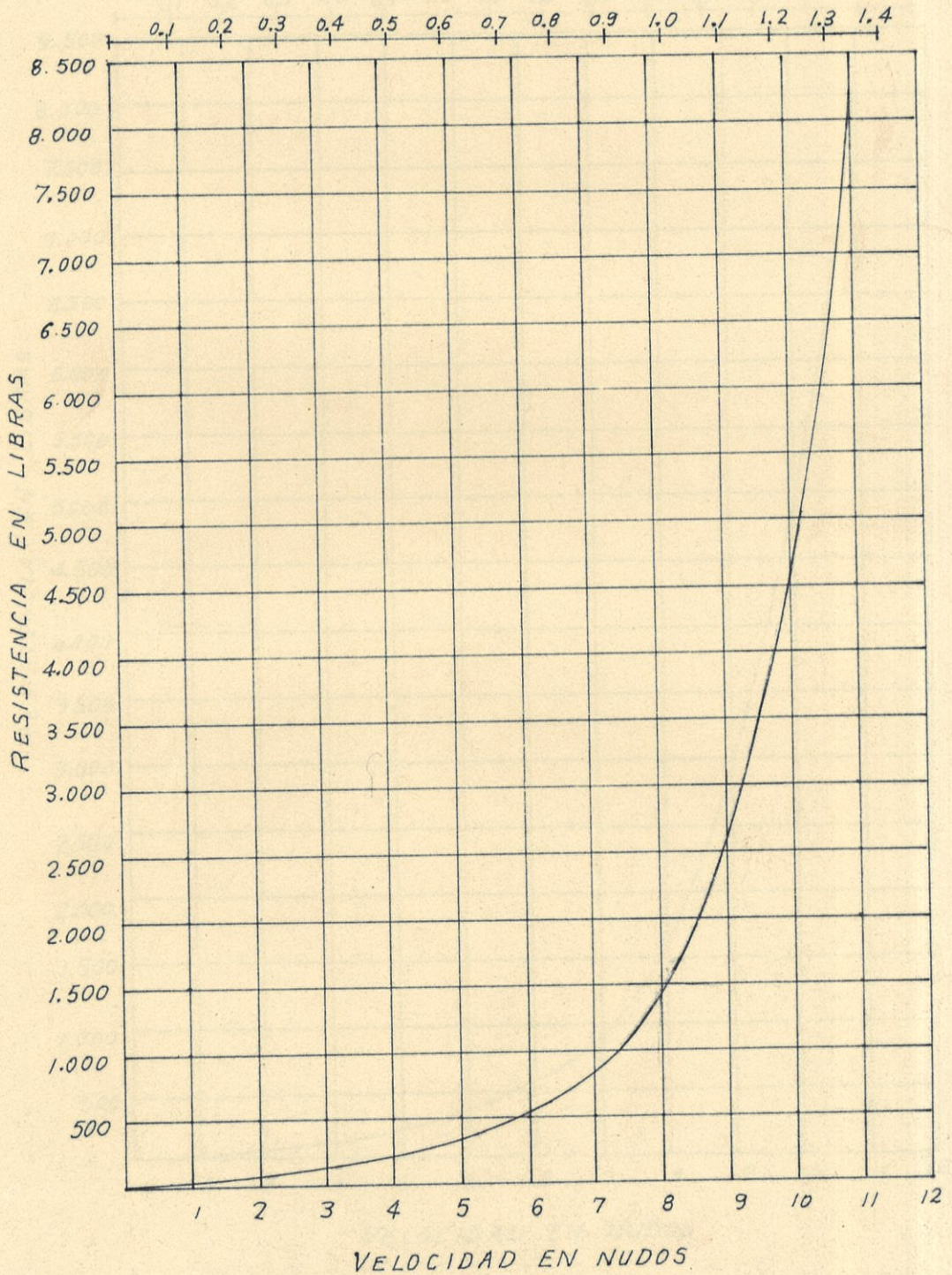


RESISTENCIA TOTAL DEL BUQUE # 2
DEDUCIDA DE LOS EXPERIMENTOS DE
SU RESPECTIVO MODELO



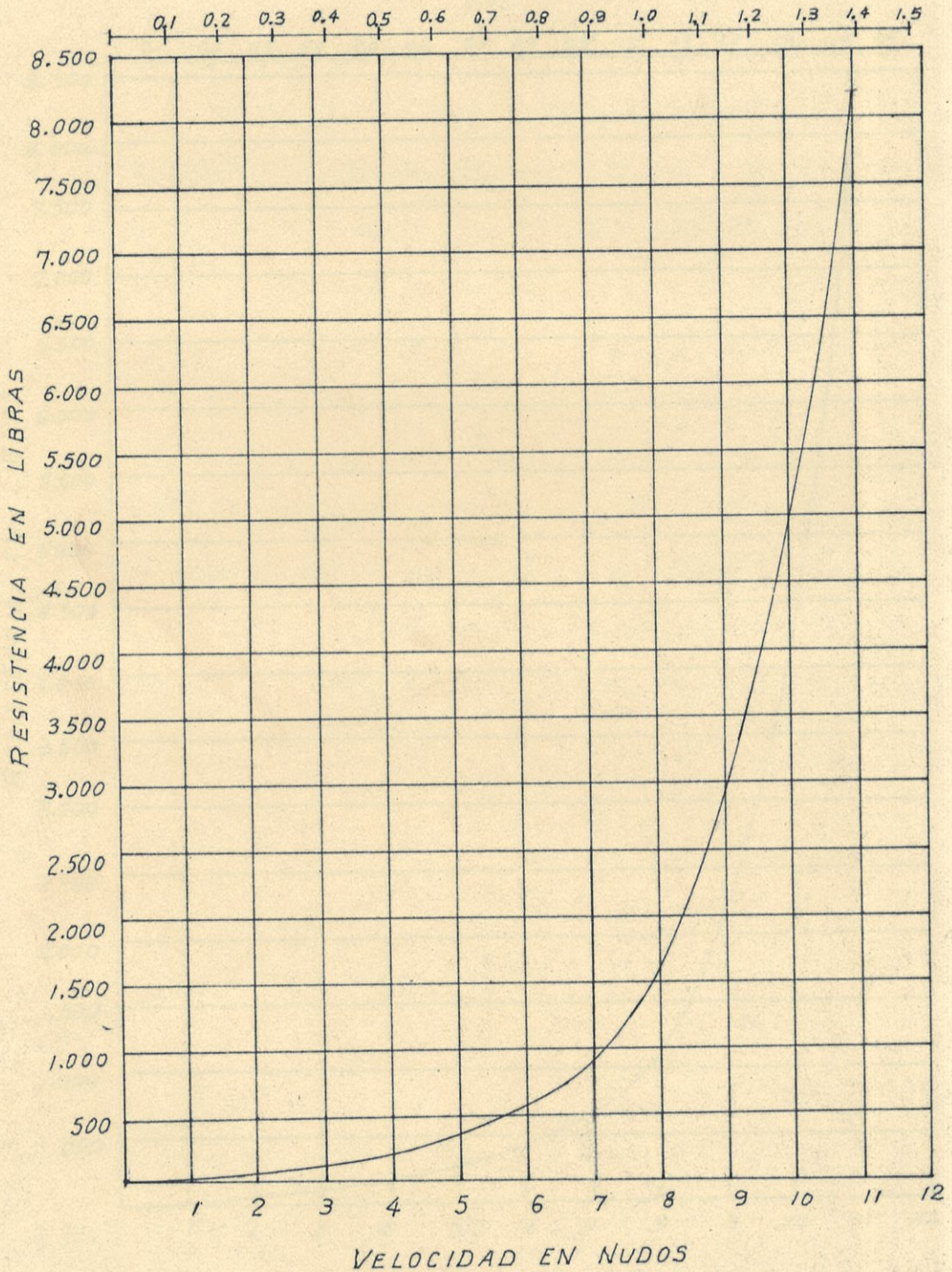
RESISTENCIA TOTAL DEL BUQUE # 3
DEDUCIDA DE LOS EXPERIMENTOS DE
SU RESPECTIVO MODELO

$$V/\sqrt{L}$$



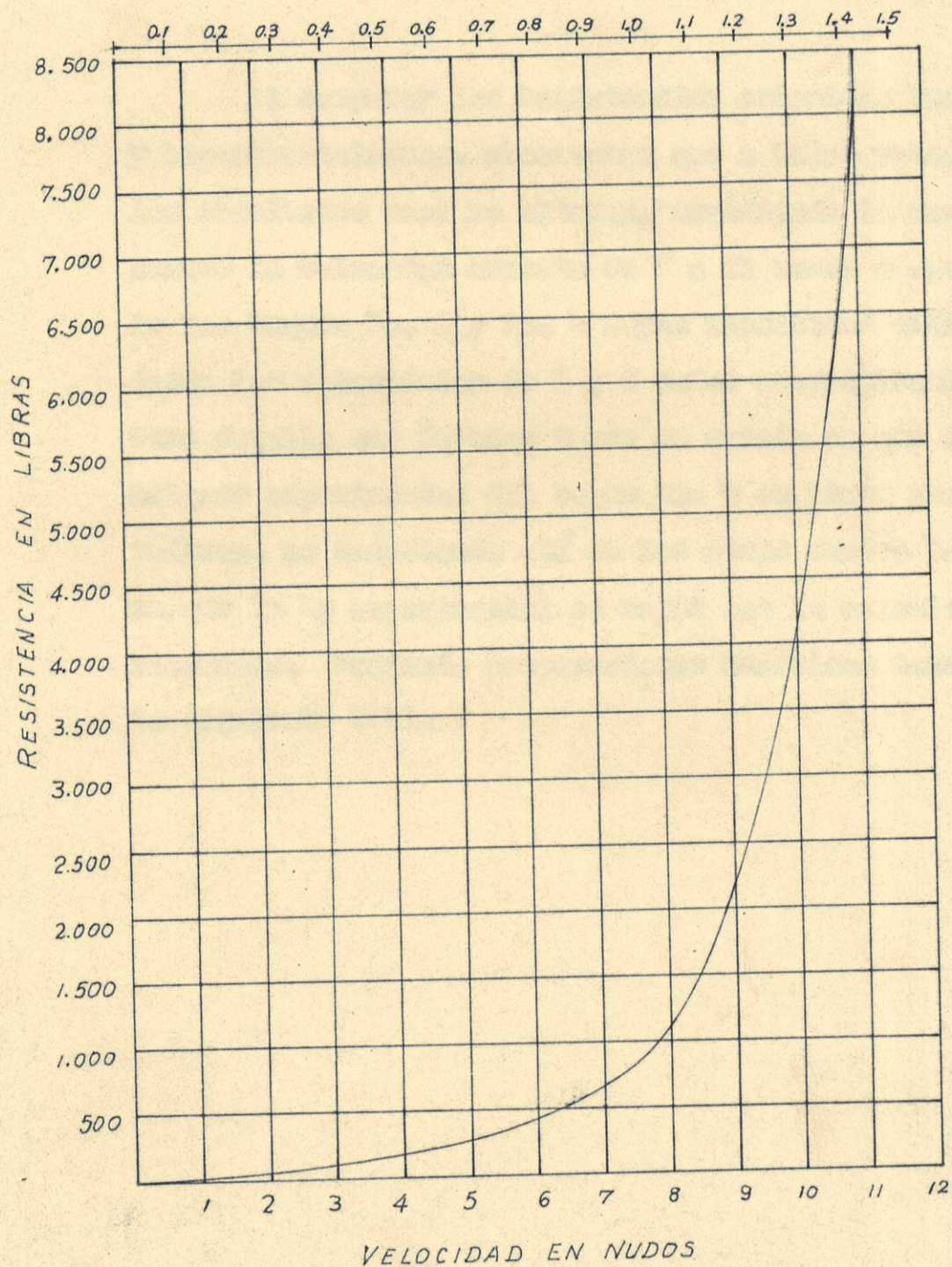
RESISTENCIA TOTAL DEL BUQUE # 4
DEDUCIDA DE LOS EXPERIMENTOS DE
SU RESPECTIVO MODELO

$$V/\sqrt{L}$$



RESISTENCIA TOTAL DEL BUQUE # 5
DEDUCIDA DE LOS EXPERIMENTOS DE
SU RESPECTIVO MODELO

$$V/\sqrt{L}$$



COMPARACION DE RESISTENCIAS.

Al comparar las Resistencias obtenidas teórica y experimentalmente, observamos que a bajas velocidades los resultados casi no alteran, sucediendo lo contrario cuando la velocidad aumenta de 8 a 11 nudos a excepción de los buques No. 2 y No. 4 cuyos resultados difieren desde las velocidades de 6 y 5 nudos respectivamente. Otro detalle que debemos tomar en cuenta es que el resultado experimental del buque No. 4 es menor que el teórico, no sucediendo así en los otros cuatro buques en que la R_t experimental es mayor que la calcula teóricamente. Haciendo comparaciones numéricas tenemos -

la siguiente Tabla :

COMPARACION DE RESULTADOS

	3 NUDOS	4 NUDOS	5 NUDOS	6 NUDOS	7 NUDOS	8 NUDOS	9 NUDOS	10 NUDOS	11 NUDOS
<i>R_t</i> en lbs									
<i>R_t</i> teorica	142.10	249.75	390.79	585.65	874.36	13636.00	2698.74	4276.00	7433.51
<i>R_t</i> experim.	140.65	245.30	382.27	578.01	873.40	1378.40	2659.57	4537.02	7604.41
EHP teorico	1.31	3.07	6.00	10.79	18.79	33.49	74.57	131.27	251.03
EHP experim.	1.29	3.01	5.87	10.65	18.77	33.85	73.48	139.30	256.80
<i>R_t</i> teorica	125.70	222.19	352.48	529.75	784.05	1375.86	2425.60	4015.69	7020.15
<i>R_t</i> experim.	113.82	210.67	360.97	520.49	926.09	1498.16	2498.95	4246.41	7209.76
EHP teorico	1.15	2.73	5.41	9.76	16.85	33.80	67.02	123.28	237.07
EHP experim.	1.05	2.59	5.39	9.59	19.90	36.79	69.04	130.37	243.47
<i>R_t</i> teorica	126.79	224.65	357.95	532.62	822.96	1427.15	2496.34	4480.10	7989.63
<i>R_t</i> experim.	126.35	222.09	347.37	529.41	822.72	1420.54	2585.22	4579.31	8203.81
EHP teorico	1.17	2.76	5.49	9.81	17.69	35.05	68.97	137.54	269.81
EHP experim.	1.16	2.73	5.33	9.75	17.68	34.89	71.43	140.59	277.04
<i>R_t</i> teorica	119.98	215.71	342.11	514.67	821.23	1674.24	2621.31	5299.01	8134.14
<i>R_t</i> experim.	120.55	212.39	346.69	578.23	878.77	1621.35	2916.00	5108.42	8170.26
EHP teorico	1.10	2.65	5.25	9.48	17.48	41.12	72.43	162.68	274.69
EHP experim.	1.11	2.61	5.36	10.65	18.89	39.82	80.57	156.83	275.91
<i>R_t</i> teorico	97.84	173.49	239.14	416.75	642.59	1146.32	1911.63	4124.82	8336.68
<i>R_t</i> experim.	90.92	171.87	265.02	411.64	666.23	1139.48	2217.96	4219.62	8166.74
EHP teorico	0.90	2.13	3.67	7.68	13.81	28.15	52.82	126.63	281.53
EHP experim.	0.84	2.11	4.07	7.58	14.32	27.99	61.28	129.54	275.79

Según esta Tabla vemos que en el buque No. 1 - la mayor diferencia entre el HHP teórico y experimental existe a la velocidad de 10 nudos y ésta es de 8 B.H.P.

Luego para el buque No. 2 la mayor diferencia entre el HHP teórico y experimental existe a la velocidad de 10 nudos cuya diferencia es de 7 HHP.

En el buque No. 3 la mayor diferencia existe a la velocidad de 11 nudos siendo ésta de 7 HHP.

En el buque No. 4 la mayor diferencia existe a la velocidad de 9 nudos siendo ésta de 8 HHP.

En el buque No. 5 la mayor diferencia existe a la velocidad de 9 nudos, siendo ésta de 8 B.H.P.

Para las demás velocidades en los 5 buques la diferencia de poder fluctúa entre 0,01 y 5 B.H.P. por lo que llega a la conclusión que las pruebas han sido satisfactorias a pesar de las condiciones bajo las cuales han sido llevadas a efecto, como los vientos, y la agitación del agua, que no permitían tomar una medida exacta en el dinamómetro con sensibilidad has-

ta centésimos de onzas.

Cabe mencionar también que para llevar a cabo un estudio económico relacionado con las máquinas - propulsores de los buques podemos tomar los valores teóricos o experimentales, ya que como hemos visto - la diferencia es muy poca. A continuación presentamos los gráficos correspondientes a R_E en libras, representando la línea llena la R_E teórica, y la línea de segmentos la R_E experimental.



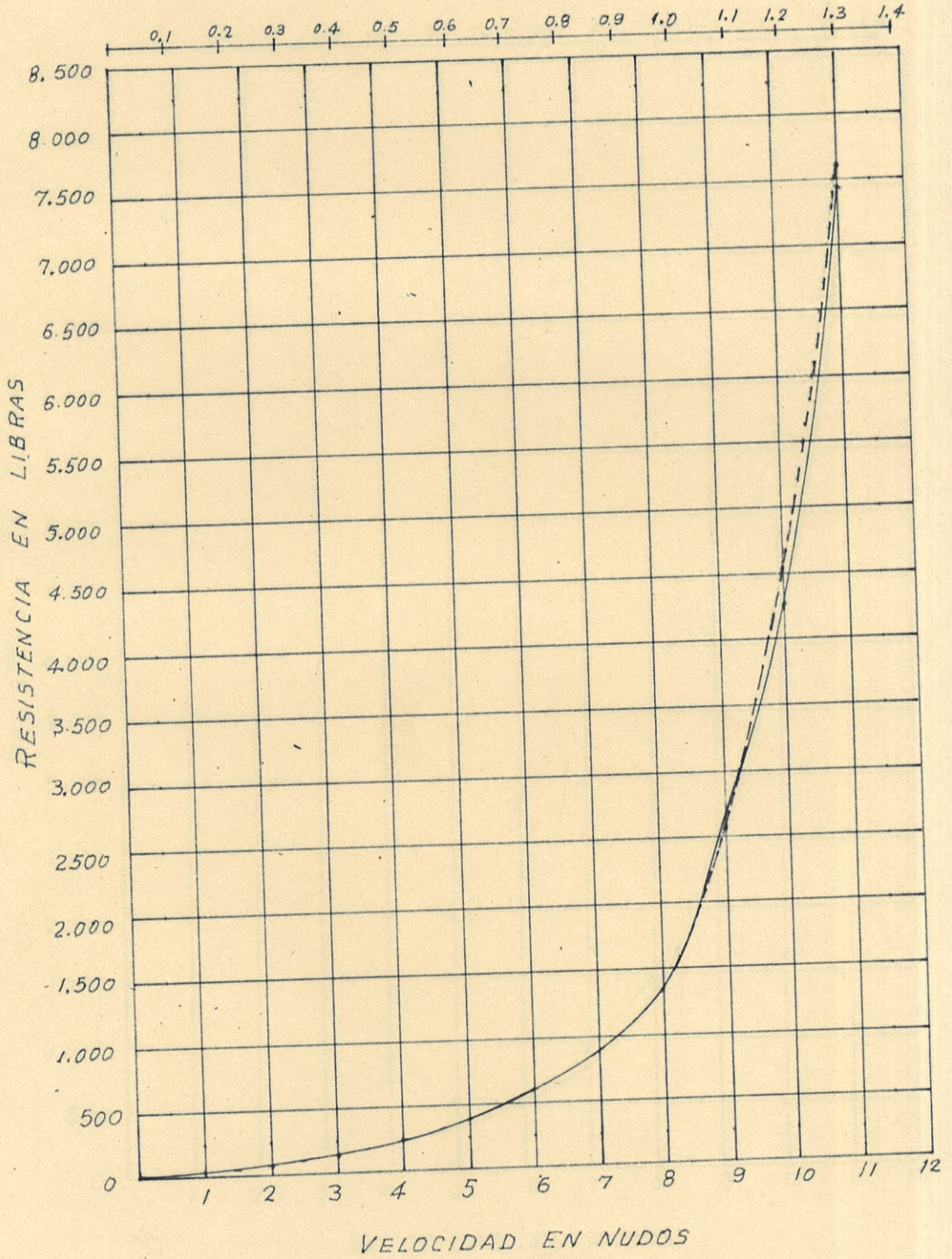
COMPARACION DE RESULTADOS DE RESISTENCIA

TOTAL EN BUQUE # 1

— R_t teorica

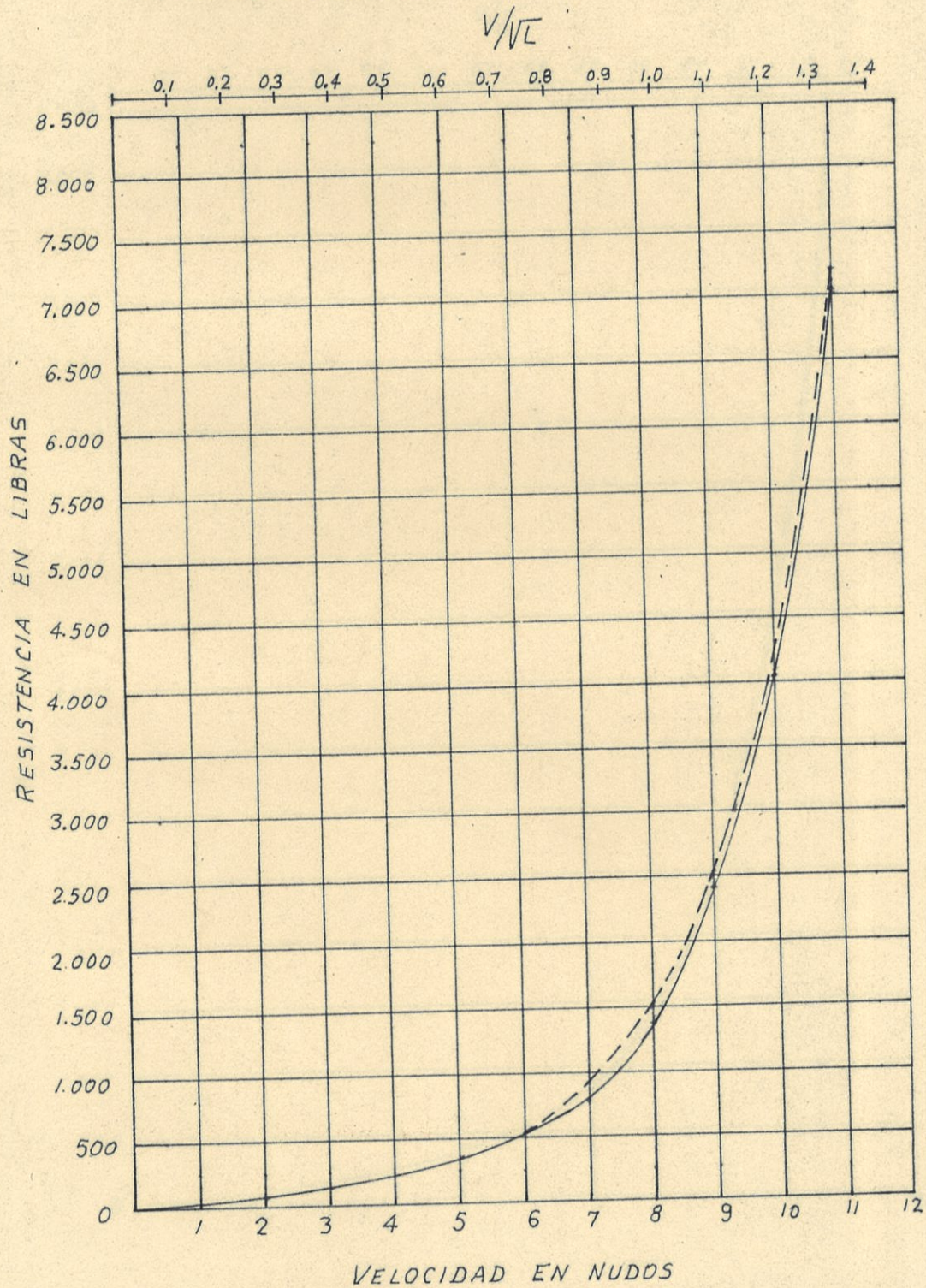
- - - R_t Experimental

V/\sqrt{L}



COMPARACION DE RESULTADOS DE RESISTENCIA
TOTAL EN BUQUE # 2

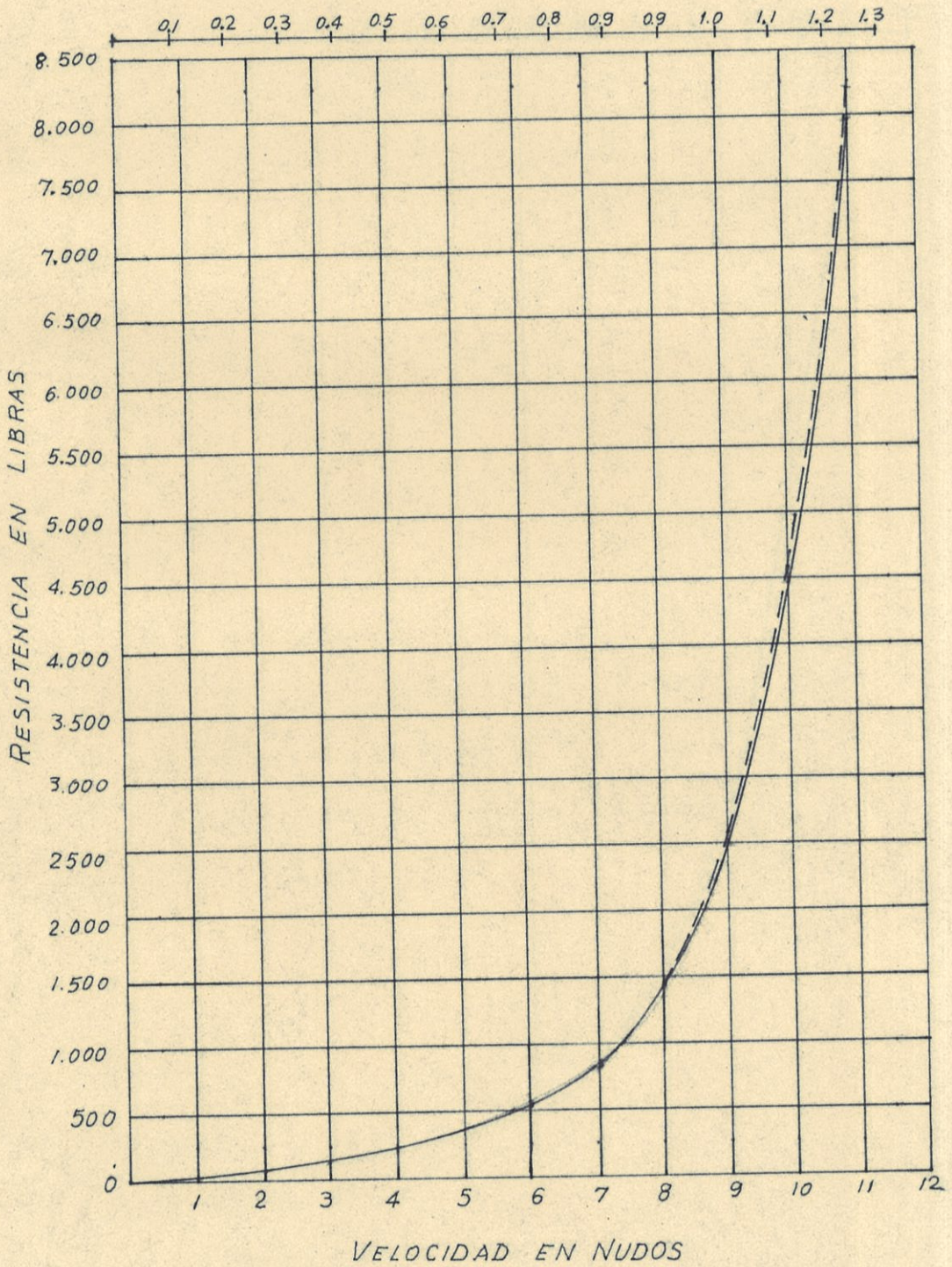
— R_t teorica
- - - R_t Experimental



COMPARACION DE RESULTADOS DE RESISTENCIA
TOTAL EN BUQUE # 3

— R_t teorica
- - - R_t Ex erimental

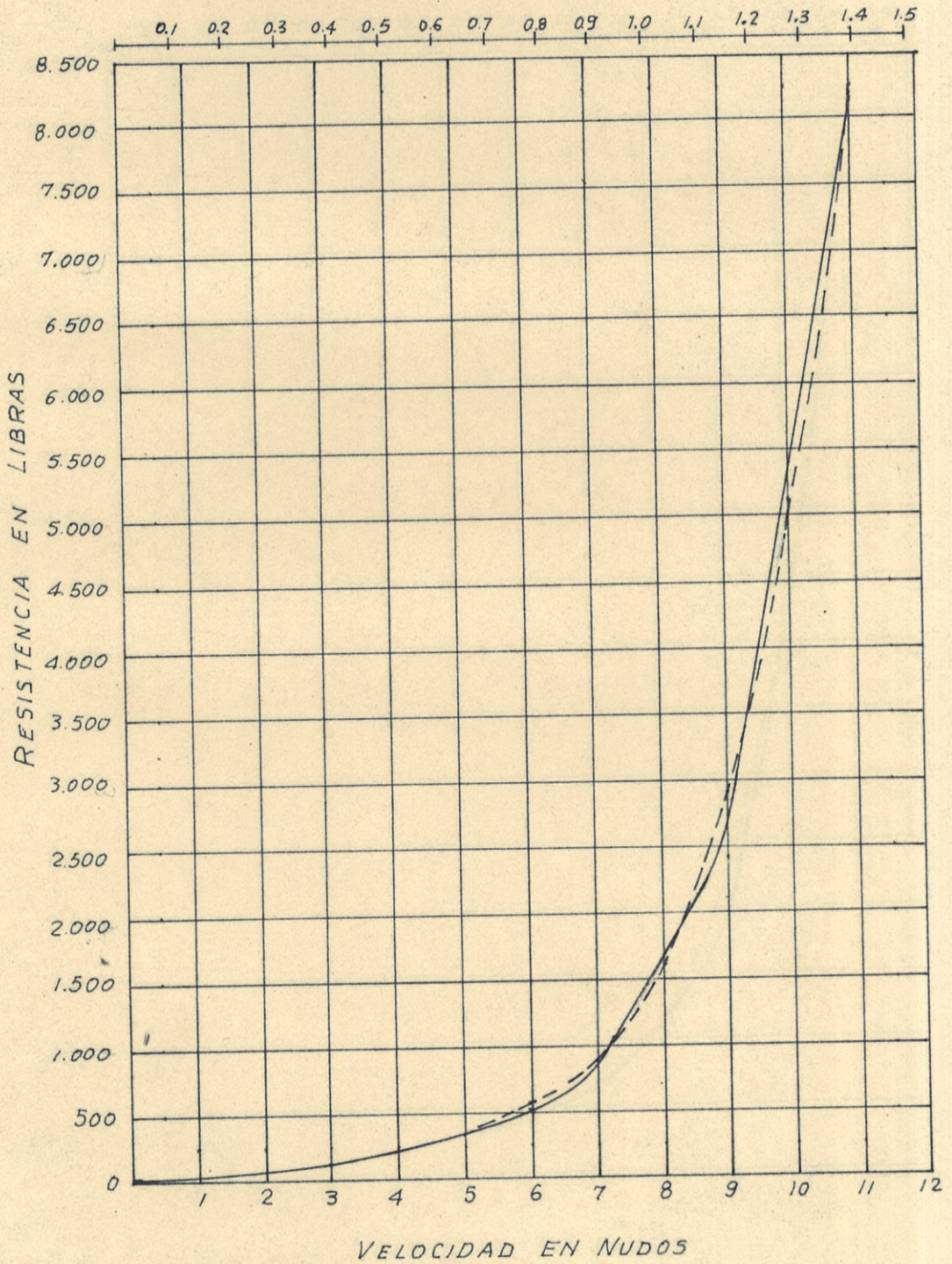
v/\sqrt{L}



COMPARACION DE RESULTADOS DE RESISTENCIA
TOTAL EN BUQUE # 4

— R_t teorica
- - - R_t Experimental

$$V/\sqrt{L}$$



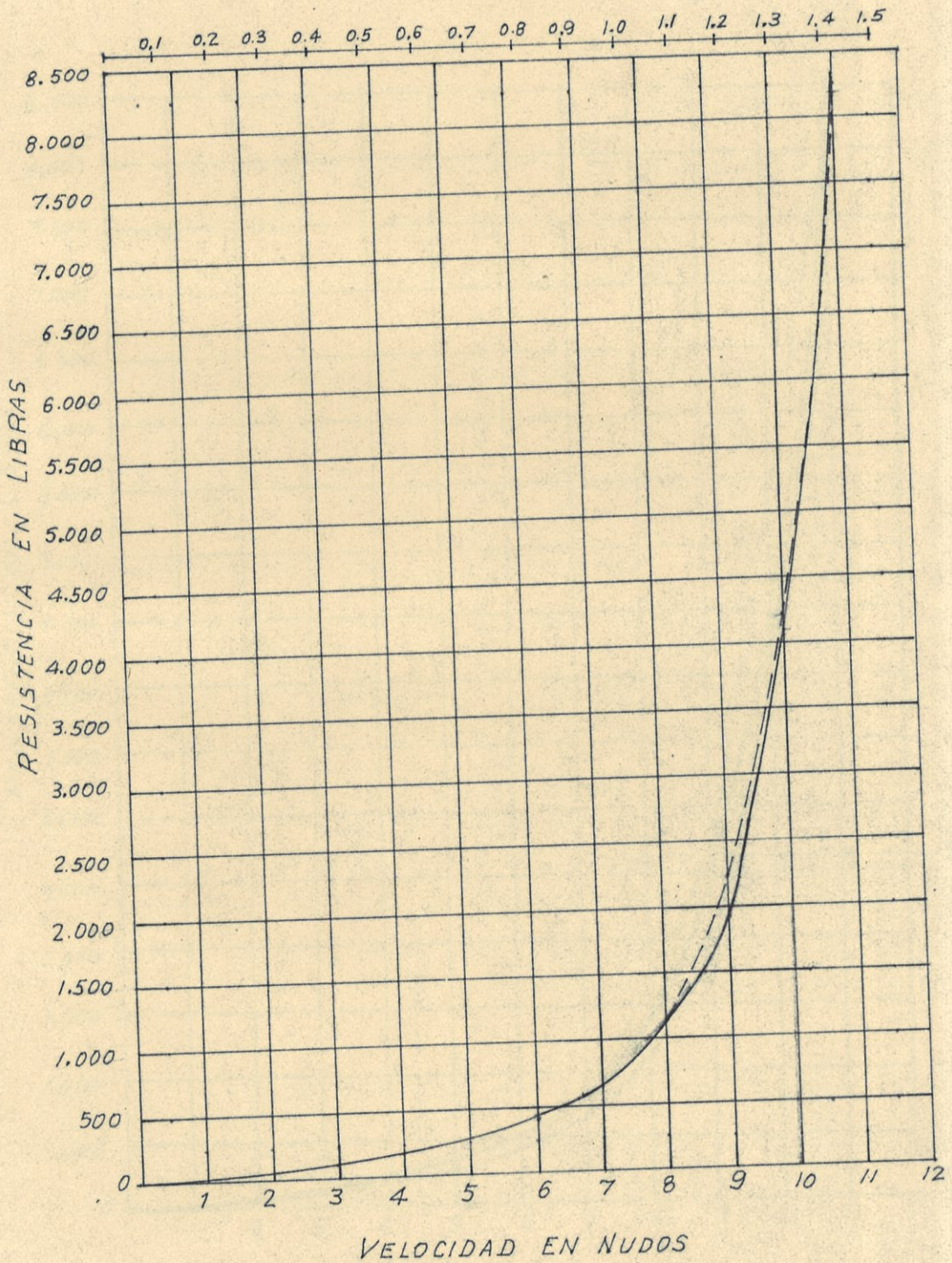
COMPARACION DE RESULTADOS DE RESISTENCIA

TOTAL EN BUQUE # 5

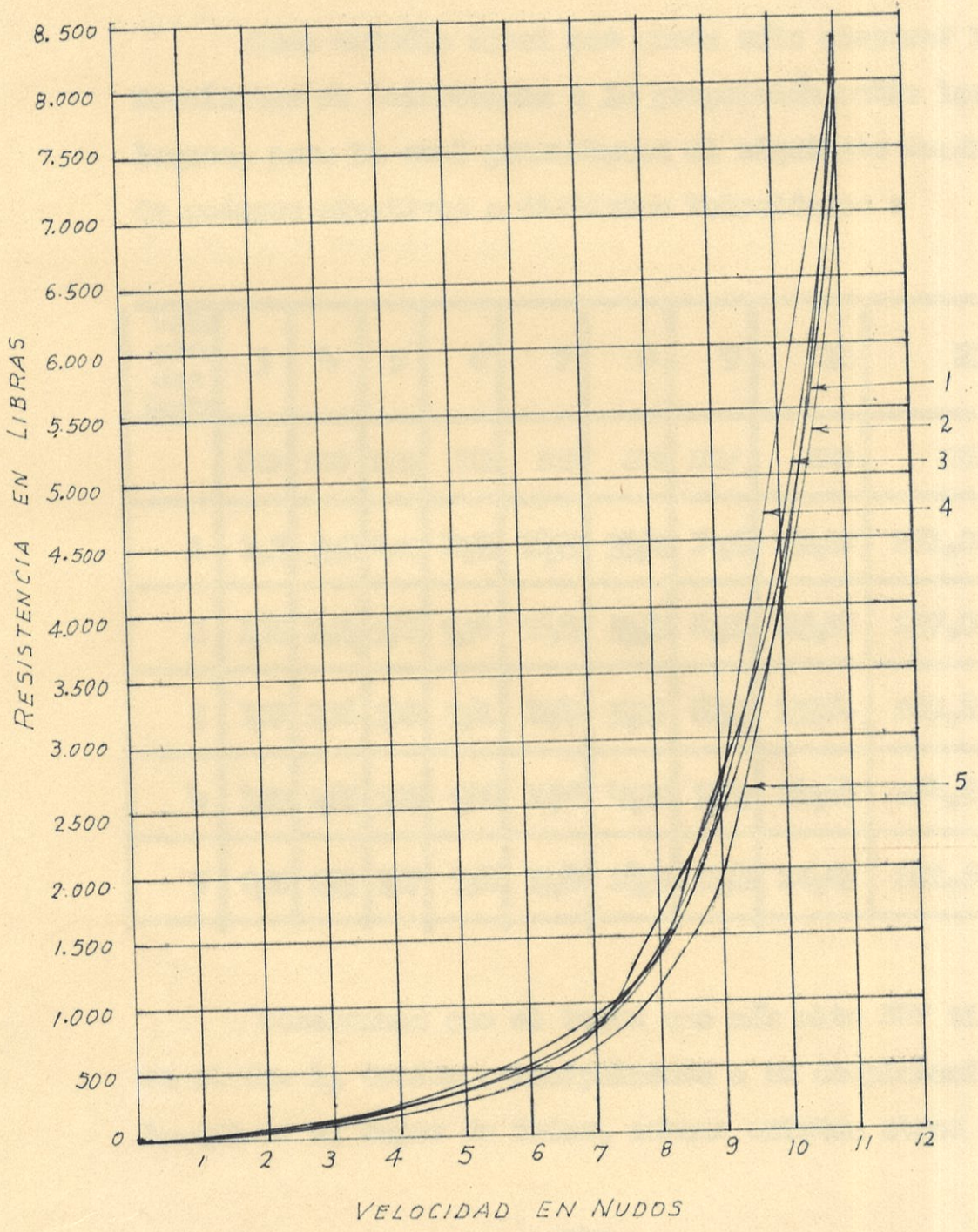
— R_t teorica

- - - R_t Experimental

V/\sqrt{L}



COMPARACION DE RESULTADOS DE RESISTENCIA
TOTAL DE LOS CINCO BUQUES



CONCLUSIONES

Como estudio final nos queda sólo comparar los resultados de Resistencia a la propulsión entre los 5 buques, para lo cual presentamos el siguiente Cuadro de poderes efectivos a distintas Velocidades :

Velocidad Knts	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP
1	1,31	3,06	6,00	10,70	18,79	33,49	7,57	131,27	251,03
2	1,15	2,73	5,18	9,76	16,85	33,80	6,22	123,28	237,07
3	1,17	2,76	5,10	9,81	17,09	33,55	6,87	132,94	269,81
4	1,10	2,65	5,25	9,80	17,18	18,12	7,18	142,68	274,69
5	0,90	2,33	3,47	7,68	13,81	21,35	5,32	114,63	281,53

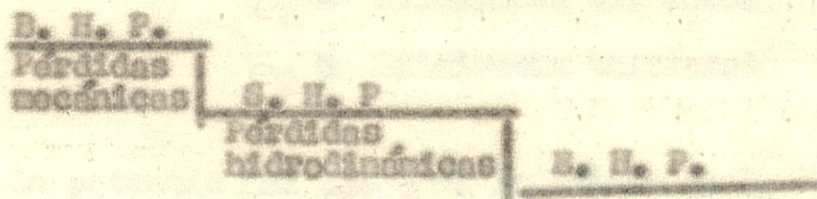
Observamos que el buque que más alto BHP tiene es el No. 1, debido principalmente a su desplazamiento que es el mayor de todos, aunque existen otros fac

tores tales como los coeficientes y razones que influyen en la resistencia total y que son de mucha importancia para el diseño preliminar de un buque.

Para la adquisición de la maquinaria tenemos que hacer mención del SHP y el HHP.

S. H. P. o Potencia de Eje. - Es la potencia que llega a la hélice de la embarcación o sea una vez deducidas las pérdidas por transmisión de dicha potencia desde la máquina hasta la hélice.

B. H. P. o Potencia de Brava. - Es aquella que existe en el cigueñal de la máquina y que se aplica especialmente a máquinas diesel. Para máquinas alternativas se utilizan el concepto de potencia indicada (I. H. P.)



Tenemos luego que $\frac{HHP}{SHP} = p$
Siendo p el coeficiente de propulsión.

Este coeficiente de propulsión normalmente va-

rfa entre un límite mínimo de 0,40 y un límite máximo de 0,70

$$0,40 < e_p < 0,70$$

El coeficiente de propulsión nos indica la eficiencia con la cual se consigue transmitir la energía desde el buque hasta o hacia el medio ambiente.

El coeficiente de propulsión e_p es el producto de 4 eficiencias hidrodinámicas que dependen tanto del diseño de la hélice como del diseño del casco.

$$e_p = e_T \cdot e_{pr} \cdot e_R \cdot e_H$$

donde

e_{pr} = Eficiencia de la hélice

e_R = Eficiencia rotacional

e_H = Eficiencia del casco

e_T = Eficiencia torsional

La potencia del eje o de la hélice S. H. P. es lógicamente función de la velocidad del buque a la cual se mide dicha potencia o en otras palabras el esfuerzo que se obliga a rendir a la máquina. Sabiendo por experiencia que la máxima $\frac{V}{V_L}$ que desarrollen este ti

po de buque es 1,1 la velocidad a la cual debemos seleccionar la máquina propulsora será de 9 nudos, siendo de 74,57 el H.H.P. ejercido; tomando $e_p = 0,5$ tenemos que

$$SHP = \frac{RHP}{e_p}$$

$$\text{de donde } SHP = \frac{74,57}{0,5}$$

$$= 149,14 \text{ H.P.}$$

$$\approx 150 \text{ H.P.}$$

Sin tomar en cuenta el aumento de poder en condición de carga.

Sabiendo que este buque va a tener un motor de más caballaje que los demás es necesario saber si resultaría más económico ya que por su eslora el buque va a ser más caro.

En general, de los resultados obtenidos, se deduce que LA RESISTENCIA TOTAL POR TONELADA DE DESPLAZAMIENTO DISMINUYE AL AUMENTAR LA ESLORA, se deduce que también EL PESO DE LA MAQUINARIA POR TONELADA DE DESPLAZAMIENTO DECRECE CON EL AUMENTO DE L.

EFFECTO DE LA ESLOTA EN EL PESO DEL CASCO W_h .- La eslo-
 ta es directamente proporcional al momento flector
 longitudinal y el esfuerzo varía en proporción direc-
 ta con el momento longitudinal y en proporción inver-
 sa con el módulo seccional.

$$H = \frac{\Delta L}{C}$$

$$\sigma = \frac{H}{Z}, \quad Z = \frac{I}{Y}$$

$$\sigma = \frac{\Delta L}{C \cdot Z}$$

O sea que si el módulo seccional del buque (Z) perma-
 nece constante el esfuerzo existente será mayor. Co-
 mo este valor de σ no debe exceder del punto de fluen-
 cia del material para evitar su aumento excesivo se
 hace necesario el aumento del módulo seccional.

Ya que el momento de inercia de la sección
 transversal del buque depende del área total seccio-
 nal de los elementos estructurales continuos, para ob-
 tener un mayor momento de inercia (I) será necesario
 incrementar sea el número de los perfiles de reforma-
 miento o su espesor.

Si τ debe ser constante, Z debe aumentar

$$Z = \frac{1}{Y} = f(A_g)$$

por lo tanto $L \sim A_g$

A_g = Área total seccional de los elementos estructurales continuos.

Por otro lado el peso del casco es proporcional directamente al valor A_g y a la superficie mojada S .

$$W_h \sim A_g \cdot S$$

$$S = C_g \sqrt{\Delta} L$$

$$S \sim L^{\frac{3}{2}} \text{ cuando } \Delta \text{ es constante}$$

$$\text{por lo tanto } \frac{W_h}{\Delta} \sim L^{\frac{3}{2}}$$

Peso Aditamentos del Casco. W_o

$$\frac{W_o}{\Delta} \sim L$$

Peso combustible. $W_f = O.$

$$W_f.O. \sim \frac{\text{Distancia} \times \text{SHF} \times \text{Consumo específico}}{\text{Velocidad}}$$

Siendo el consumo específico el número de libras que consume por cada H P por cada hora (lb/SHP/hora).

$$\frac{(Wp.O.)_L}{(Wp.O.)_S} = \frac{D_L}{D_S} \cdot \frac{SHP_L}{SHP_S} \cdot \frac{\text{Consumo específico } L}{\text{Consumo específico } S}$$

$$\cdot \frac{V_S}{V_L}$$

$$SHP \sim \sqrt[3]{V^3}$$

$$\text{si } V_L = V_S$$

consumo específico L = consumo específico S

$$\text{y } D_L = D_S$$

Asumiendo estas 3 condiciones

$$\frac{(Wp.O.)_L}{(Wp.O.)_S} = \frac{\sqrt[3]{V_L}}{\sqrt[3]{V_S}^{2/3}}$$

$$\left(\frac{Wp.O.}{\Delta} \right)_L < \left(\frac{Wp.O.}{\Delta} \right)_S$$

Por lo tanto se concluye que el peso de combustible que necesita un buque aumenta a una razón menor que el aumento de desplazamiento.

Pruebas misceláneas.- W. disc.

$$\left(\frac{W \text{ disc}}{\Delta} \right)_L < \left(\frac{W \text{ disc}}{\Delta} \right)_S$$

Todo lo anterior nos permite concluir que AL AUMENTAR LA VELOCIDAD DEL BUQUE CADA VEZ EXISTE UN PUNTO POR ENCIMA DEL DE DESPLAZAMIENTO TOTAL QUE ES APROVECHABLE PARA CARGA ÚTIL, o sea que LA EFICIENCIA DEL BUQUE SE DEBE EL PUNTO DE VENTA ECONOMICO AUMENTA AL AUMENTAR LA VELOCIDAD.

De todos los trabajos llevados a cabo podemos concluir lo siguiente :

Básicamente existen 2 formas de determinar la potencia que debe tener la máquina propulsora para una velocidad dada.

La primera forma consiste en construir un modelo a escala geométricamente similar; haciendo pruebas con este modelo en un tanque de remolque se establece la resistencia que existe a la propulsión tanto para el modelo como para el prototipo.

La segunda forma consiste en utilizar los re-

sultados de experimentos efectuados en series completas de modelos y sacar los datos de resistencia que se necesitan, interpolando entre las diferentes variables de acuerdo a las características del buque que se va a diseñar.

En nuestro país donde la industria pesquera se comienza a desarrollar con perspectivas a hacerse una potencia mundial en la pesca gracias a la riqueza de nuestros mares, es necesaria la adquisición de un verdadero equipo de tanque de remolque y túnel hidrodinámico para someter a estudio a la gran variedad de buques que sirven para este fin, logrando así promover diseños eficientes que mejorarían las condiciones de pesca y de ingresos económicos.

La Escuela Politécnica del Litoral cuenta con el personal capacitado de jóvenes Estudiantes, Ingenieros egresados y Profesores que están capacitados para llevar a cabo este tipo de investigaciones.