



TOGETHER
for a sustainable future

OCCASION

This publication has been made available to the public on the occasion of the 50th anniversary of the United Nations Industrial Development Organisation.



TOGETHER
for a sustainable future

DISCLAIMER

This document has been produced without formal United Nations editing. The designations employed and the presentation of the material in this document do not imply the expression of any opinion whatsoever on the part of the Secretariat of the United Nations Industrial Development Organization (UNIDO) concerning the legal status of any country, territory, city or area or of its authorities, or concerning the delimitation of its frontiers or boundaries, or its economic system or degree of development. Designations such as “developed”, “industrialized” and “developing” are intended for statistical convenience and do not necessarily express a judgment about the stage reached by a particular country or area in the development process. Mention of firm names or commercial products does not constitute an endorsement by UNIDO.

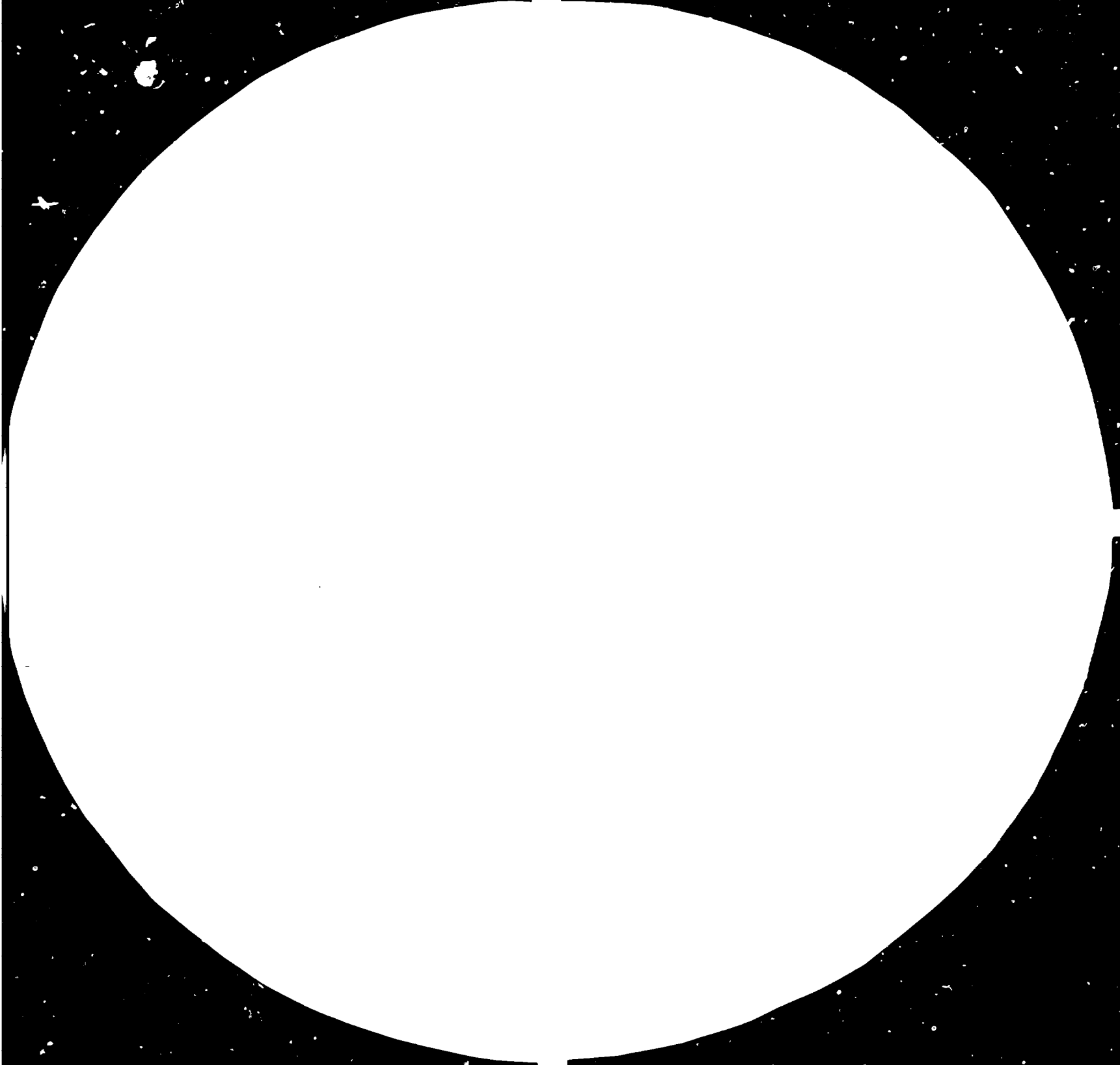
FAIR USE POLICY

Any part of this publication may be quoted and referenced for educational and research purposes without additional permission from UNIDO. However, those who make use of quoting and referencing this publication are requested to follow the Fair Use Policy of giving due credit to UNIDO.

CONTACT

Please contact publications@unido.org for further information concerning UNIDO publications.

For more information about UNIDO, please visit us at www.unido.org





2.8



3.2



M. ROCOPY RESOLUTION TEST CHART

NATIONAL BUREAU OF STANDARDS-1963-A



12186



Distr.
LIMITADA

ID/WG.375/30
10 enero 1983

Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial

ESFANCL

Reunión de expertos sobre el desarrollo de
constucciones y reparaciones navales en
pequena escala para países de América Latina

L Habana (Cuba), 9-12 noviembre 1982

INTERRELACION ENTRE LA PROPULSION,
EL ARTE DE PESCA Y LA FORMA DEL
CASCO EN EMBARCACIONES PEQUEÑAS*

preparado por

Arturo González**
Omar Zamora**
Jan Migala**
Orlando Vega**
Jorge Cruz**
Victor Ponikarovski**

195

* Las opiniones que los autores expresan en este documento no reflejan necesariamente las de la Secretaría de la ONUDI. El presente documento no ha pasado por los servicios de edición de la Secretaría de la ONUDI.

** Ingeniero naval.

INDICE

- 1.0.- Introducción.
- 2.0.- Desarrollo del Trabajo.
- 2.1.- Fundamentación del Trabajo.
- 2.2.- Resistencia al avance de las redes analizadas.
 - 2.2.1.- Cálculo de la resistencia de la parte de paño de la red de 11,5 m (2,0°).
 - 2.2.2.- Cálculo de la resistencia del aparejo.
 - 2.2.2.1.- Resistencia de las puertas de 1,9 m².
 - 2.2.2.2.- Resistencia del balín.
 - 2.2.2.3.- Resistencia de la relinga inferior (Gruntrope).
 - 2.2.2.4.- Resistencia de los cables.
 - 2.2.3.- Cálculo de la resistencia de todo el sistema.
 - 2.2.4.- Cálculo de la resistencia de la parte de paño de la red de 9,04 m (160°).
 - 2.2.5.- Cálculo de la resistencia del aparejo.
 - 2.2.5.1.- Resistencia de las puertas de 1,12 m².
 - 2.2.5.2.- Resistencia de la relinga inferior (Gruntrope).
 - 2.2.5.3.- Resistencia de los cables.
 - 2.2.5.4.- Cálculo de la resistencia de todo el sistema.
 - 2.2.6.- Construcción del diagrama $R = f(V)$.
- 2.4.- Análisis de propulsión.
 - 2.4.1.- Características de las embarcaciones camaroneras analizadas.
 - 2.4.2.- Resistencia al avance del casco.
 - 2.4.2.2.- Método de solución,
- 2.5.- Hélices empleadas en las embarcaciones pesqueras.
 - 2.5.1.- Hélices convencionales (libres).
 - 2.5.2.- Hélices con tobera.
- 2.6.- Métodos de solución de la potencia del motor y parámetros óptimos de la hélice.
 - 2.6.1.- Solución de los métodos.
 - 2.6.2.- Selección de la potencia del motor principal.
 - 2.6.2.1.- Selección de la potencia del motor para hélice libre B-Wageningen.
 - 2.6.2.2.- Selección de la potencia del motor para hélice con tobera.
 - 2.6.3.- Selección de los parámetros óptimos de la hélice.
 - 2.6.3.1.- Hélice libre B-Wageningen.
 - 2.6.3.2.- Hélice Ka con tobera.
- 2.7.- Discusión de los resultados.

INTRODUCCION.-

El propósito principal de este trabajo ha sido reunir y presentar el material concerniente al estudio de la interrelación de las características técnicas de las artes de pesca con los de la embarcación.

Tradicionalmente con la implantación de mayores redes, así como en el incremento en la velocidad de arrastre ha sido necesario el aumento de las potencias instaladas a bordo, teniendo en cuenta la situación actual de encarecimiento del combustible, del aumento de los costos de construcción y los de maquinarias y equipos, así como una notable reducción de las zonas de pesca se hace necesario por parte del proyectista de embarcaciones pesqueras analizar y determinar seriamente las características principales y la potencia a instalar con el objetivo de lograr la mayor eficiencia y optimización, con el menor costo de combustible como cuestión fundamental.

El objetivo de este trabajo es esencialmente práctico. Trata principalmente de la aplicación de los hechos fundamentales de la ingeniería al cálculo de la resistencia de las artes de pesca con ejemplos específicos en barcos camareros arrastros, así como la utilización de modelos matemáticos en programas de computación para el cálculo de propulsión de las embarcaciones.

2.- Desarrollo del Trabajo.

2.1. Fundamentación del Trabajo.

El tema de la interrelación entre los diferentes tipos de artes de pesca y la variedad de embarcaciones pesqueras es en la actualidad sin lugar a dudas de gran complejidad y extensión, ya no solo para los países como el nuestro en vías de desarrollo, sino además para países desarrollados.

Atendiendo a la mayor y más efectiva utilización de los recursos pesqueros en nuestra plataforma, fundamentalmente la pesca del camarón, en la que contamos con una mayor experiencia, siendo uno de los renglones de mayor desarrollo en los últimos años, hemos dirigido éste trabajo a realizar un análisis comparativo entre las tres embarcaciones principales de camarones arrastreros que se explotan en la actualidad en nuestro país, así como un estudio de los diferentes tipos de redes de arrastre con vistas a obtener los parámetros óptimos, que hagan más eficiente la explotación de dichas embarcaciones.

El estudio comprende tres partes fundamentales :

- 1.- Cálculo de la resistencia al avance de las redes de --- arrastre para las embarcaciones Ferro IV Camaronero Español y Camaronero Caribe, teniendo en cuenta las características técnicas actuales de explotación de dichas embarcaciones.
- 2.- Análisis de propulsión con la utilización de programas de computación para la determinación de la resistencia al avance del casco, potencia necesaria y parámetros óptimos de la hélice.
- 3.- Conclusiones y proposiciones.

2.2. Resistencia al avance de las redes analizadas.

La efectividad del sistema barco-arte de pesca, en gran escala depende de la correspondencia que exista entre las características del barco (para arrastreros en primero lugar las características de tracción) y las características de la red de arrastre (en primer lugar la resistencia).

En el caso óptimo, tenemos una velocidad de arrastre determinada alrededor de 3 nudos por la experiencia práctica de la pesquería existente, por tanto la resistencia de la red debe ser igual a la tracción de arrastre de la embarca

ción.

Estos barcos utilizan el sistema de arrastre por tangones - arrastran las redes (gemelas) a cada banda de la embarca -- ción.

Las redes que se utilizarón para el cálculo de resistencia fueron :

- a)- Red de arrastre de fondo camaronero 11,5 m (210°)
- b)- Red de arrastre de fondo camaronero 9,04 m (160°)

2.2.1. Cálculo de la resistencia de la parte de paño de la red - 11,5 m (210°).

Para el cálculo de la resistencia se utilizó la siguiente metodología : [7]

La resistencia de los elementos de una red de arrastre se determina por la fórmula :

$$R = Cx \frac{\rho V^2}{2} F_m$$

Donde :

Cx - coeficiente hidrodinámico de resistencia.

F_m - Area (hilos, cabos), m².

V - Velocidad de arrastre, m/seg.

ρ - Densidad del agua de mar, Kg/m³.

Para el copo de una red de arrastre, que tiene forma de - cilindro, se asume el coeficiente de abertura horizontal, u, o el diámetro del copo Di.

$$F_m = 4 n.m.a.d.$$

Donde :

n - número de mallas en la sección transversal del copo - (se cogen 5 mallas estiradas durante el cosido de la placa, chorizo).

m - Número de malla por el largo del copo.

a - Paso de malla, M.

d - Diámetro del hilo, M.

Coeficiente del largo del hilo

$$f_1 = u_1^3 + u_2$$

Donde :

u₂ - Coeficiente de abertura de la malla por la vertical.

El coeficiente de influencia mutua (K_0) de los hilos se determina teniendo en cuenta la distancia entre hilos (R_d), expresado en la cantidad de diámetros de hilo.

$$N(d) = \frac{a \cdot u_2 - d}{d}$$

$$K_0 = 0,0058 + 0,2879 \ln(d) - 0,0222 \ln^2(d)$$

Coeficiente hidrodinámico de resistencia del paño.

$$C_x = \frac{(K_0 C_0 u_1^3 + C_0 u_2) \left(1 - \frac{3d}{a}\right)}{f_1} + \frac{9\pi K_0 C_m \frac{d}{a}}{8}$$

Donde :

C_0 - Coeficiente hidrodinámico considerando la orientación de los hilos perpendicular al fluido (hasta un diámetro de 0,006 M se asume igual a 1,22 y mayor que éste diámetro 1,3).

C_0 - Coeficiente hidrodinámico considerando la orientación de los hilos en el mismo sentido del fluido - (se asume 0,04).

C_m - Coeficiente hidrodinámico del nudo (se asume por similitud igual a la pelota 0,6).

Para los paños de las partes cónicas de la red se utilizan las siguientes fórmulas :

$$F_H = 2 m \cdot a \cdot d (n_1 + n_2)$$

Donde : n_1 y n_2 es el número de mallas de las bases del trapecio de paño considerando que se cogen de 3 ÷ 5 mallas en la costura del chorizo.

Coeficiente del largo del hilo :

$$F_1 = u_1^3 + \text{Sen}^3 \alpha \cdot u_2 + \text{Cos} \alpha \cdot u_2$$

Donde : α - ángulo de ataque del paño de red, grados.

$$K_1 = K_0 + \text{Sen} \alpha$$

Coeficiente hidrodinámico de resistencia del paño.

$$C_x = \frac{(K_1 C_0 u_1^3 + K_1 \text{Sen}^3 \alpha \cdot u_2 + C_0 u_2 \cdot \text{Cos} \alpha) \left(1 - \frac{3d}{a}\right)}{f_1} + \frac{9\pi K_1 C_m \frac{d}{a}}{8}$$

CALCULO DE LA RESISTENCIA DEL PAÑO DE LA RED DE 11,5 m (210°). LOS RESULTADOS SE REFLEJAN EN LA TABLA 1.

TABLA 1

PARTE DE LA RED	PARAMETROS A CALCULAR	RESULTADOS
1	2	3
<p>Copo</p> <p>$a = 0,02 \text{ m}$</p> <p>$d = 0,0021 \text{ m}$</p> <p>$n = 183$</p> <p>$m = 125$</p> <p>$F_H = 3,84 \text{ M}^2$</p>	<p>U_1</p> <p>K_0</p> <p>C_x</p> <p>R</p>	<p>0,25</p> <p>0,525</p> <p>0,146</p> <p>62,7 Kg</p>
<p>Alas</p> <p>$a = 0,024 \text{ m}$</p> <p>$d = 0,0014 \text{ m}$</p> <p>$n = 53$</p> <p>$m = 78,5$</p> <p>$F_H = 1,12$</p>	<p>U_1</p> <p>K_0</p> <p>C_x</p> <p>R</p>	<p>0,3</p> <p>0,626</p> <p>0,1263</p> <p>16,6 Kg</p>
<p>Placa inferior</p> <p>$a = 0,024 \text{ m}$</p> <p>$d = 0,0014 \text{ m}$</p> <p>$n = 263,5$</p> <p>$m = 156$</p> <p>$F_H = 2,74 \text{ M}^2$</p>	<p>U_1</p> <p>K_0</p> <p>C_x</p> <p>R</p>	<p>0,3</p> <p>0,626</p> <p>0,1263</p> <p>40,6 Kg</p>
<p>Placa superior 1</p> <p>$a = 0,024 \text{ m}$</p> <p>$d = 0,0014 \text{ m}$</p> <p>$n = 263,5 \text{ m}$</p> <p>$m = 156$</p> <p>$F_H = 2,74 \text{ m}$</p>	<p>U_1</p> <p>K_0</p> <p>C_x</p> <p>R</p>	<p>0,3</p> <p>0,626</p> <p>0,1263</p> <p>40,6 Kg</p>
<p>Placa superior 2</p> <p>$a = 0,024 \text{ m}$</p> <p>$d = 0,0014 \text{ m}$</p> <p>$h = 53,5$</p> <p>$m = 30$</p> <p>$F_H = 0,22 \text{ m}^2$</p>	<p>U_1</p> <p>K_0</p> <p>C_x</p> <p>R</p>	<p>0,3</p> <p>0,626</p> <p>0,1263</p> <p>3,3 Kg</p>

1	2	3
Bandas		
$a = 0,024 \text{ m}$	U_1	0,3
$d = 0,0014 \text{ m}$	K_1	0,851
$n = 38$	C_x	0,1683
$F_H = 2,7 \text{ m}^2$	R	53,3 Kg
$\alpha = 13^\circ$		

La resistencia total del paño de red es :

$$R = \sum R_i$$

$$R = 218 \text{ Kg (para una sola red)}$$

2.2.2- Cálculo de la resistencia del aparejo

2.2.2.1. Resistencia de las puertas de $1,9 \text{ m}^2$

$$R_x = C_x \frac{\rho V^2}{2} \cdot S \quad [1]$$

Donde :

C_x - Coeficiente hidrodinámico de resistencia

S - Area de la puerta

Para el ángulo de ataque $\alpha = 40^\circ$ $C_x = 1$

$$S_1 = l \cdot h = 2,18 \cdot 0,870$$

$$S_1 = 1,9 \text{ m}^2$$

Resistencia de la puerta por el fondo

$$R_x^{\text{fondo}} = C_x^{\text{fondo}} \frac{\rho_{\text{fondo}} \cdot V^2}{2} b_q \cdot \Delta z$$

Donde :

C_x^{fondo} - Coeficiente hidrodinámico de resistencia de la puerta por el fondo igual 8 [4.]

ρ_{fondo} - Densidad del fondo kg/m^3 asumimos para fondo arena fangosa igual a 150 kg/m^3 .

b_q - Longitud de la quilla de la puerta igual a $2,18 \text{ m}$.

Δz - Magnitud de sumersión de la quilla en el fondo igual a 110 mm .

Sustituyendo :

$$R_x^{\text{fondo}} = 8 \frac{150 \cdot 2,3}{2} \cdot 0,24$$

$$R_x^{\text{fondo}} = 331 \text{ Kg.}$$

El área de la puerta la cual va a encontrarse bajo la acción -- de las fuerzas hidrodinámicas es lo siguiente :

$$S_p = S_1 - b q \cdot \Delta z$$

$$S_p = 1,9 - 0,24$$

$$S_p = 1,66 \text{ m}^2$$

Entonces :

$$R_x = 1,0 \frac{102.2,3}{2} \cdot 1,66$$

$$R_x = 195 \text{ Kg}$$

La resistencia total de la puerta será :

$$R_p = R_x + R_x^{\text{fondo}}$$

$$R_p = 195 + 331$$

$$R_p = 526 \text{ Kg.}$$

2.2.2. Resistencia del balín

$$R_{TB} = f \cdot G \quad [1]$$

Donde :

f - coeficiente de fricción para el fondo areno-fangoso 0,64.

G - peso del balín 25 Kg.

Sustituyendo :

$$R_{TB} = 0,64 \cdot 25$$

$$R_{TB} = 16 \text{ Kg}$$

2.2.2.3. Resistencia de la relinga inferior (Gruntrope).

El gruntrope va a estar formado por una cadena eslabo nada de \varnothing 8 mm.

La resistencia la calculamos por la fórmula :

$$R_x^{\text{fond}} = C_x \frac{\rho^{\text{fond}} v^2}{2} \cdot l \cdot d$$

Donde :

Cx - Coeficiente hidrodinámico de resistencia que se determina según [4] y es igual a 1,1.

ρ^{fond} - Densidad del fondo asumimos 150 kg/m³

L - Distancia entre los extremos libres de la red igual 8 m.

d - Diámetro del cabo que sustituye la cadena 0,03 m.

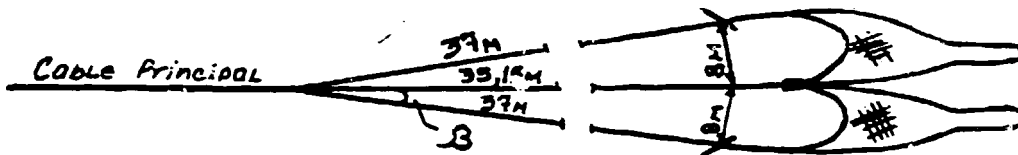
Sustituyendo :

$$R_x^{fond} = 1,1 \frac{150 \cdot 2,3}{2} \cdot 8 \cdot 0,03$$

$$R_x^{fond} = 45,5 \text{ Kg.}$$

2.2.2.4. Resistencia de los cables .

Para el cálculo de la resistencia al avance de los cables utilizamos los siguientes esquemas.



$$\text{Sen } \beta = \frac{8}{37} = 0,22$$

$$\beta = 12,5^\circ$$

$$F_{cab} = l_i \cdot d_c$$

Donde :

l_i - Longitud del cable lateral 37 m

d_c - Diámetro del cable lateral 0,08 m ,

$$F_{cab} = 0,37 \text{ m}^2.$$

Coefficiente hidrodinámico de resistencia C_x

$$C_x = C_{q0} \cdot \text{Sen } \beta$$

$$C_x = 1,2 \cdot 0,22$$

$$C_x = 0,26$$

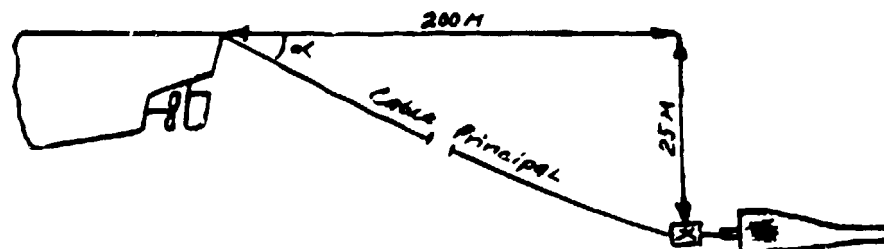
Resistencia del cable.

$$R_{cab} = 2 \cdot C_x \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot F_{cab}$$

$$R_{cab} = 2 \cdot 0,26 \frac{102 \cdot 2,3}{2} \cdot 0,37$$

$$R_{cab} = 22,6 \text{ Kg}$$

Resistencia del cable principal



$$\text{Sen } \alpha = \frac{25}{200} = 0,125$$

$$\alpha = 7,2^\circ$$

$$R_{cab\ prim} = Cx \cdot \frac{FV^2}{2} \cdot F_{cab\ prim}$$

Donde :

$$F_{cab\ prim} = c \cdot d = 200 \cdot 0,012$$

$$F_{cab\ prim} = 2,4 \text{ m}^2$$

$$Cx = C_{90} \cdot \text{Sen } \alpha$$

$$Cx = 1,2 \cdot 0,125$$

$$Cx = 0,15$$

Sustituyendo :

$$R_{cab\ princ} = 0,15 \cdot \frac{102,2,3}{2} \cdot 2,4$$

$$R_{cab\ prim} = 42 \text{ Kg}$$

2.2.3. Cálculo de la resistencia de todo el sistema

La resistencia de todo el sistema (4 redes) viene dada por la suma de todos los componentes de las redes o sea los elementos que componen la parte de paño de las redes y los elementos del aparejo.

$$R = \sum Ri$$

$$R = 3380 \text{ Kg}$$

2.2.4. Cálculo de la resistencia de la parte de paño de la red 0,04 m (100°). LOS RESULTADOS se reflejan en la tabla 2.

Tabla 2.

PARTE DE LA RED	PARAMETROS A CALCULAR	RESULTADOS
1	2	3
Copo		
a = 0,02 m	U1	0,3
d = 0,0021 m	K0	0,5085
n = 110	Cx	0,147
m = 100		
F _H = 1,85 m ²	R	32 Kg
Alas		
a = 0,0025 m	U1	0,707
d = 0,0014 m	K0	0,5789
n = 38	Cx	0,2868
m = 57	R	20,2 Kg
F _H = 0,6		

1	2	3
Placa superior		
$a = 0,025 \text{ m}$	U_1	0,3
$d = 0,0014 \text{ m}$	K_0	0,633
$n = 161$		
$m = 159,5$	C_x	0,1245
$F_H = 1,8 \text{ m}^2$	R	24,3 kg
Placa inferior		
$a = 0,025 \text{ m}$	U_1	0,3
$d = 0,0014 \text{ m}$	K_0	0,633
$n = 190$	C_x	0,1245
$m = 130$	R	24,8 Kg
$F_H = 1,7 \text{ m}^2$		
Bandas		
$a = 0,025$	U_1	0,3
$d = 0,0014 \text{ m}$	K_1	0,99
$n = 40$	C_x	0,21
$m = 188$		
$F_H = 2,11$ $\alpha = 21^\circ$	R	52 Kg

La resistencia total del paño de red es:

$$R = \sum R_i$$

$$R = 153,3 \text{ Kg (para una sola red)}$$

2.3.5 Cálculo de la resistencia del aparejo

2.3.5.1 Resistencia de las puertas $1,12 \text{ m}^2$

$$R_x = C_x \frac{\rho v^2}{2} \cdot S_p$$

Para el ángulo de ataque $\alpha = 40^\circ$ $C_x = 1,0$

Resistencia de la puerta por el fondo

$$R_{x \text{ fondo}} = C_{x \text{ fondo}} \frac{\rho_{\text{fondo}} \cdot v^2}{2} \cdot b_q \cdot \Delta Z$$

donde:

$$C_x^{\text{fondo}} = 8$$

$$\rho^{\text{fondo}} = 150 \text{ Kg/m}^3$$

$$b_q = 1,67 \text{ m}$$

$$\Delta z = 0,11 \text{ m}$$

sustituyendo:

$$R_x^{\text{fondo}} = 8 \frac{150 \cdot 3}{2} \cdot 0,18$$

$$R_x^{\text{fondo}} = 248 \text{ Kg}$$

El área de la puerta la cual va a encontrarse bajo la acción de las fuerzas hidrodinámicas es la siguiente:

$$S_p = S - b_q \cdot \Delta z$$

$$S_p = 1,12 - 0,18$$

$$S_p = 0,94 \text{ m}^2$$

La resistencia de la parte no sumergida será:

$$R_x = 1,0 \frac{102 \cdot 2,3}{2} \cdot 0,94$$

$$R_x = 110,3 \text{ Kg}$$

La resistencia total de la puerta será:

$$R_p = R_x + R_x^{\text{fondo}}$$

$$R_p = 110,3 + 248$$

$$R_p = 358 \text{ Kg}$$

Teniendo en cuenta que el balín que se utiliza es el mismo para todas las redes la resistencia es igual a 15 Kg.

2.3.5.2 Resistencia de la relinga inferior (Gruntope)

$$R_x^{\text{fondo}} = C_x \frac{\rho^{\text{fondo}} v^2}{2} \cdot L \cdot d$$

donde:

$$C_x = 1,2$$

$$\text{fondo} = 150 \text{ Kg/m}^3$$

$$d = 0,03 \text{ m}$$

$$L = 8 \text{ m}$$

sustituyendo:

$$R_x^{\text{fondo}} = 1,2 \frac{150 \cdot 2 \cdot 3}{2} \cdot 8 \cdot 0,03$$

$$R_x^{\text{fondo}} = 50 \text{ Kg}$$

2.2.5.3 Resistencia de los cables

El largo y el diámetro de los cables son iguales para las dos redes por tanto la resistencia de los mismos es igual.

2.2.5.4 La resistencia de todo el sistema será

$$R = R_i$$

$$R = 2406 \text{ Kg}$$

2.2.6. Construcción del diagrama de $R = f(v)$

Para la construcción del diagrama utilizaremos la siguiente fórmula:

$$R_i = A v_i^2$$

donde:

A - coeficiente de proporcionalidad, numericamente igual

$$\frac{R_g}{v^2}$$

R_g - resistencia general de la red, Kg

v - velocidad de arrastre que se asumió en los cálculos M/seg.

v_i y R_i - valores de velocidad y en correspondencia con éstos la resistencia general de la red

Tabla de las magnitudes de resistencia en dependencia de la velocidad para la red de 11,5 m (210 #)

Tabla - 3

$R_g = 3380 \text{ Kg}$ $V = 3 \text{ nudos}$

No.	V_i (nudos)	V_i^2 (nudos)	R_i (Kg)
1	1	1	375,5
2	1,5	2,25	845,0
3	2	4	1502,0
4	2,5	6,25	2347
5	3	9	3380
6	3,5	12,25	4600
7	4	16	6008

Tabla de las magnitudes de la resistencia en dependencia de la velocidad para la red de 9,04 (160 #)

Tabla - 4

$R_g = 2400 \text{ Kg}$ $V = 3 \text{ nudos}$ $A = 266,6$

No.	V_i (nudos)	V_i^2 (nudos)	R_i (Kg)
1	1	1	266,6
2	1,5	2,25	600
3	2	4	1066
4	2,5	6,25	1666
5	3	9	2400
6	3,5	12,25	3266
7	4	16	4266

En los gráficos 1, 2, y 3 se muestran las curvas de resistencia al avance de las redes analizadas para los diferentes valores de velocidad.

Una vez obtenidos los valores de resistencia para cada una de las redes (tabla 3 y 4) se pasó al cálculo de una serie de redes que se diferencian en cuanto a dimen-

siones en un $\pm 10\%$ y $\pm 20\%$ de los básicos.

En el cálculo de la serie se utilizó la siguiente fórmula:

$$R_i = R_p \frac{l_{rsi}^2}{l_{rsp}^2}, \quad (\text{kgf}) \quad [1]$$

donde:

R_i - Resistencia de la red para cada variante

R_p - Resistencia de la red básica

l_{rsi} - Largo de la relinga superior para cada variante

l_{rsp} - Largo de la relinga superior de la red básica

Tabla 5

No.	l_{rs} (m)	$\frac{l_{rs}^2}{l_{rsp}^2}$	V (nudos)							
			1	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	
1	7,23	0,64	170	384	682	1066	1536	2090	2730	
2	8,14	0,81	815	486	863	1349	1544	2646	3456	
3	9,04	1	266	600	1066	1666	2400	3266	4266	
4	9,94	1,21	322	726	1290	2016	2500		5162	
5	10,85	1,44	383	864	1535	2400	3400	4000	6193	

Tabla 6

No.	l_{rs} (m)	$\frac{l_{rs}^2}{l_{rsp}^2}$	V (nudo)							
			1	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	
1	9,2	0,64	240	540	961	1502	2163	2944	3840	
2	10,35	0,81	303	634	1216	1501	2738	3726	4860	
3	11,5	1	375	845	1502	2347	3380	4600	6000	
4	12,65	1,21	453	1022	1817	2840	4090	5566	7260	
5	13,8	1,44	540	1217	2163	3380	4867	6624	8640	

2.4.1 Características principales de las embarcaciones camaroneras analizadas.

A continuación hacemos referencia de las características principales de las embarcaciones Ferro IV, Camaronero Español y Camaronero Caribe.

No.	Parámetros	Camaronero Español	Ferro IV	Camaronero Caribe
1	Eslora total	23,33 m	18,0 m	23,33 m
2	Eslora en flota ción	21,35 m	16,08 m	21,35 m
3	Manga en flota ción	6,40 m	5,28 m	6,36 m
4	Calado medio	2,80 m	1,4 m	2,80 m
5	Profundidad de sumersión del eje	2,20 m	1,1 m	1,90 m
6	Coefic. de blo que	0,575	0,49	0,542
7	Coef. de sección maestra,	0,84	0,765	0,83
8	Motor, marca	MAN	Volvo-Penta	MGO
9	Modelo	R6V:6/18T	TAMD 120 A	L6ASHR
10	Potencia	360 c.v	300 HP	475 HP
11	Revoluciones	1600 R.P.M	1800 R.P.M	1430 R.P.M
12	Reductor	4:1	4,78:1;5,16:1	4:1
13	País	RFA	SUECIA	FRANCIA

2.4.2 Resistencia al avance del casco.

Una vez determinada la resistencia al avance de la red, es necesario el cálculo de la resistencia al avance del casco, sobre el que influyen factores tales como, la forma del casco, el oleaje, el viento, la rugosidad del casco, el ensuciamiento del casco, el perfil, partes salientes, etc. Sí el arrastrero va dotado con tobera, el incremento de la resistencia puede variar entre un 10 y 20 % de la resistencia propia de la carena.

2.4.2.1 Método de solución

En nuestro caso y en base a las embarcaciones seleccionadas hemos empleado el método de Oortmensen para la predicción de la resistencia al avance.

En investigaciones realizadas en el Centro de Proyectos Navales se ha determinado este método como satisfactorio para la predicción de la resistencia al avance de las embarcaciones seleccionadas.

En los gráficos 1, 2 y 3 se muestra la curva de resistencia al avance de las embarcaciones que se analizan.

2.5. Hélices empleadas en las embarcaciones pesqueras

Analizada la propulsión de los barcos pesqueros podemos seleccionar diferentes tipos de hélices probadas pormenorizadamente en piscinas de modelos en condiciones libres siendo las hélices más usuales [5]

- Hélices convencionales (libres) de la serie tipo B-Wageningen.
- Hélices trabajando con toberas aceleradoras del flujo del agua.

En la literatura especializada 5 se fundamenta cada caso de explotación el tipo de hélice y su empleo en los barcos pesqueros en dependencia de las condiciones de explotación.

Para la selección de las hélices del tipo B-Wageningen y Ka-Wageningen son empleados los diagramas de las distintas familias de hélices estudiadas en los distintos canales de experiencias hidrodinámicas. Los resultados de estas experiencias se encuentran comúnmente representadas en forma de gráficas donde se plasma la dependencia existente entre el coeficiente de empuje K_t y el coeficiente de momento K_a la forma de coeficiente de avance J , así como en forma de gráficas $B_p - \delta$ y $B_u - \delta$; donde:

K_t - Coeficiente de empuje de la hélice
 K_a - Coeficiente de momento de la hélice
 J - Coeficiente de avance

δ, B_p, B_u - Coeficientes de Taylor

En la actualidad se han encontrado modelaciones matemáticas que permiten la determinación de los coeficientes de empuje y momento mediante el empleo de polinómicos. Esta ha puesto en manos del proyectista un gran instrumento de trabajo al abrirse la posibilidad real de llevar éstos cálculos a la máquina computadora. Los programas de computadora elaborados en la actualidad permiten el cálculo de la hélice óptima con gran ahorro de tiempo, una alta calidad y hacer varias corridas con vistas a obtener la mejor variante de hélice.

2.5.1 Hélices convencionales (libres)

Las pruebas de las hélices de la serie tipo B-Wageningen fueron efectuadas en las piscinas de la firma Netherlands Ship Model Basin (Piscina naval de modelos holandeses).

Las hélices de esta serie son utilizadas en embarcaciones explotadas en condiciones normales.

Las características de estas hélices del tipo B son:

- Los vértices de sus palas son relativamente de gran ancho.
- Forma redondeada de la parte del contorno de succión de la pala en sus vértices.
- Los contornos de las aspas de las hélices de avión en la proximidad del núcleo.

De las dependencias surgidas entre los gráficos para las hélices B resulta que existen pequeñas diferencias entre ellas.

En los últimos años se ha ampliado considerablemente el alcance de las pruebas a hélices de la serie B y gracias a ella se hizo posible la determinación más exacta

de los parámetros de la hélice, para diferentes valores de los coeficientes de superficie de las palas y diferentes números de palas de las hélices.

2.5.2 Hélices con tobera

El conjunto de propulsión "hélice-tobera" constituye la unión de un anillo con perfil de avión y una hélice libre.

La fuerza axial actuante en la hélice como parte componente del conjunto "tobera-hélice" se diferencia del empuje total del conjunto. Sobre la tobera puede actuar una fuerza positiva o negativa, en dependencia de sus formas y condiciones de trabajo. La velocidad del flujo en el plano de la hélice puede ser mayor o menor que la velocidad del flujo en el plano de la hélice sin tobera con el mismo diámetro y la misma velocidad de deslizamiento en dependencia del tipo de tobera.

Las hélices con tobera aceleradora del flujo de la corriente de agua en el plano de la hélice son actualmente usadas en los casos en que la hélice está sometida a una fuerte carga o cuando el diámetro de la hélice es limitada. La tobera aceleradora garantiza un aumento de la eficiencia de la hélice fuertemente cargada y esto es así para las cuales las magnitudes axiales de la velocidad indicada se hacen considerables, lo cual produce desde el punto de vista de la continuidad del estrechamiento de la corriente tras la hélice. Esta tobera crea un empuje adicional.

Las investigaciones de hélices con toberas aceleradoras han llevado al desarrollo de las toberas Standard 19 A aplicadas por NSMB en el caso de hélices fuertemente cargadas.

Para el trabajo de este conjunto se ha proyectado un tipo especial de hélice-hélice serie K_a . Las hélices de este tipo poseen un gran ancho en los vértices, paso fijo en el radio y una superficie plana en la cara de presión del perfil.

De los gráficos de los diámetros óptimos y la eficiencia

en función del coeficiente de carga para las hélices B K_a , resulta que para la hélice libre y para los valores pequeños de B_p la eficiencia de la hélice trabajando con la tobera aceleradora del flujo es más baja que para la hélice correspondiente de la serie B . Este hecho se explica con el aumento de la resistencia por fricción y la resistencia indicada por la utilización de la tobera.

Comparando las hélices con tobera aceleradoras del flujo con la hélice convencional se puede asegurar que la eficiencia de la hélice-tobera en forma libre es más alta que la de la serie B .

Esto será analizado en el ejemplo del sistema de propulsión de los barcos antes dichos.

2.6 Método de solución de la potencia del motor y parámetros óptimos de la hélice

3.6.1 Solución de los métodos

En los últimos años, gracias a la introducción de las máquinas computadoras se hizo posible la utilización de la metodología de proyección de hélices con el uso de modelos matemáticos exactos que reproducen los aspectos hidrodinámicos de trabajo de la hélice libre y con tobera.

Los gráficos de prueba sistemáticas de modelo permiten la solución de diferentes tareas de proyecto que surgen en los cálculos de hélice. La forma en que se ofrecen los resultados de las pruebas de modelo provoca diversas dificultades en la proyección de hélice. Los cálculos poseen error que resulta de la interpretación de los gráficos ó la dimensión de proyecto. Se lleva a cabo esto normalmente por el camino de aproximación para "i" velocidades teniendo a disposición "n" revolución.

Examinando una cantidad de diámetro "K" se obtiene "i, j, k" variante de cálculos lo que tiene lugar sobre todo para las hélice de la serie K ó K_a para la que no disponemos con gráficos de diámetros óptimos.

Por consideraciones prácticas el número "i,j" se limita al mínimo, lo que conlleva aciertas complicaciones en los cálculos y no conduce a una selección óptima de la hélice (la más ventajosa entre todas las posibles)

La concepción de las características hidrodinámicas de la hélice a fórmulas matemáticas adecuadas así como la forma apropiada de los resultados de pruebas a modelos presentados en forma de funciones continuas, permitieron la utilización actual de las máquinas computadoras para la proyección de la hélice, lo que posibilita realizar un mayor número de variante de cálculo.

Las dependencias en las funciones para las hélices de la serie B y K_a las ofrecen los materiales de Oosteveld y Oosanen.

Para hélice K_a con tobera T19A los coeficientes de empuje y momento son polinomios de 6^{to} grado y tienen la forma:

$$K_t = A_{0,0} + A_{0,1} \gamma + \dots + A_{0,6} \gamma^6 + A_{1,0} (H/D) + \dots + A_{6,6} (H/D)^6 \cdot \gamma^6 \quad [1]$$

$$K_a = B_{0,0} + B_{0,1} \gamma + \dots + B_{0,6} \gamma^6 + B_{1,0} (H/D) + \dots + B_{6,6} (H/D)^6 \cdot \gamma^6 \quad [2]$$

Los valores de los coeficientes dados por los citados autores se refieren a hélices K_a 3,65, K_a 4,55, K_a 4,70, K_a 5,75.

Para hélices B-Wageningen el trabajo 11 recoge tablas con coeficientes de polinomios descritos en forma continua de dependencia

$$K_t = f(H/D, \gamma, F_A/F, Z) = \sum [(C_{s,t,u,v}) \cdot \gamma^s (H/D)^t (F_A/F)^u Z^v] \quad [3]$$

$$K_{ast} f(H/D, \gamma, F_A/F, Z) = \sum [(C_{s,t,u,v}) \cdot \gamma^s (H/D)^t (F_A/F)^u Z^v] \quad [4]$$

donde:

$\frac{F_A}{F}$ - coeficiente de superficie desarrollada
F

Z - número de palas

Las funciones son determinadas para

$$0,5 \leq H/D \leq 1,4$$

$$0 \leq \gamma \leq 1,3$$

$$2 \leq Z \leq 7$$

$$0,3 \leq FA/D \leq 1,05$$

Gracias a la continuidad de estas funciones se pueden calcular los parámetros de la hélice para cualquier número de palas (Z), del rango de definición de las funciones, así como para el coeficiente de superficie desarrollado (FA/F) calculado según el criterio de cavitación.

Comunmente el proyecto de la hélice abarca dos casos fundamentales:

- la potencia del motor se desconoce (el parámetro final es exigido por el autor)
- el motor propulsor está definido

En el Centro de Proyectos Navales para cada serie se han elaborado dos programas de computadora:

- programas ejecutores de cálculos, en que los datos de entrada son la velocidad y la correspondiente a ella resistencia del buque (denominación de la potencia necesaria)
- programas ejecutores de cálculos en que los datos de entrada es la potencia del motor (cálculo de los parámetros de la hélice para el motor seleccionado)

2.6.2. Selección de la potencia del motor principal

2.6.2.1 Selección de la potencia del motor para hélice libre B-Wageningen.

El programa de determinación de la potencia del motor para una velocidad dada se basa en tablas de coeficientes por polinomios de la forma (3) y (4).

Los cálculos para los tres barcos camaroneros seleccionados se efectúan con la ayuda del programa SELMOT-B. La máquina realiza los cálculos de los valores de $D = f(N)$ y $N_e = f(N)$, selecciona los valores óptimos de D y N_e en dependencia de las revoluciones. El proyectista selecciona el motor más próximo a su disposición, de una potencia mayor o igual a la potencia calculada N_e y pasa a la siguiente etapa de cálculos.

2.6.2.2 Selección de la potencia del motor para hélice con tobera.

Los cálculos para los barcos camaroneros seleccionados se realizan utilizando el programa SELMOT-Ka basados en los coeficientes de polinomios [1], [2], [10]

A causa de la falta de funciones del tipo $f(H/D, \gamma_{FA}/F)$ como para las hélices del tipo B-Wageningen, que posibilitan el cálculo de los coeficientes de empuje y momento para cualquier valor de superficie desarrollada de cierto y determinado rango, no es posible la selección automática por la máquina de la superficie desarrollada.

Los cálculos se realizan entonces para un coeficiente de superficie desarrollada seleccionado y se verifica la hélice a la cavitación según el criterio Von Manen. En caso de amenazar la cavitación los cálculos se deben repetir para la hélice de mayor superficie desarrollada.

2.6.3 Selección de los parámetros óptimos de la hélice

2.6.3.1 Hélice libre B-Wageningen

El esquema de cálculo de la II etapa no se diferencia del presentado anteriormente. Los cálculos se realizan para V_i velocidades, $N_{i,j}$ revoluciones y $D_{i,j,n}$ diámetros según el programa Hélice-B [2]

En la impresión se obtiene una matriz de parámetros óptimos de la hélice para cada una de las velocidades y para la velocidad resultante.

La matriz de parámetros de la hélice a revoluciones óptimas con la selección de la variante con mayor eficiencia.

2.6.3.2 Hélice con tobera

Los cálculos se realizan según el programa Hélice Ka [3]

El esquema de cálculos presentados con el uso de polinomios permite una fácil ejecución de los cálculos y el análisis para la selección de la hélice con los parámetros adecuados, así como la comparación de los resultados de varios tipos de hélices y la selección de la hélice óptima.

2.7 Discusión de los resultados

De todos es conocido que la resistencia de la red compone la parte fundamental de la resistencia total, que debe vencer la fuerza de empuje de la hélice de todo arrastrero, es por ello lo importante de obtener la posible resistencia de la red con la embarcación. Sin embargo en la realidad, la utilización de las instalaciones de fuerza en el régimen de arrastre no es suficientemente efectiva: en las embarcaciones con potencias relativamente pequeñas los mismos generalmente se sobrecargan, lo que conlleva a graves averías y en las embarcaciones con motores de potencias considerables es frecuente su subutilización

Para reafirmar lo anteriormente expuesto en las tres embarcaciones analizadas se elaboró la siguiente tabla comparativa en la que se tomó los resultados de los cálculos; observados en los gráficos (Fig. 1, 2, 3, 4).

Para la primera tabla se consideraron los valores de resistencia al avance de la embarcación y la fuerza de empuje de la hélice a una velocidad de arrastre $V=3$ nudos; para todos los casos se reflejan los resultados sin tobera y con tobera.

Como se puede observar en el gráfico y en la tabla, en el Camaronero Español con la instalación de propulsión que posee actualmente, para la red 3 a un régimen normal de explotación del motor, no se obtiene la velocidad óptima de arrastre (3 nudos) y en el caso de que se intente aumentar la velocidad de arrastre que el puede lograr (2,9 nudos) con esta red, entonces ocurriría la consiguiente sobrecarga del motor; cuestión esta que se

**TABLA COMPARATIVA DE LOS PARAMETROS DE PROPULSION DE LAS EMPARCACIONES
ANALIZADAS A VELOCIDAD DE ARRASTRE V= 3 NUDOS**

Embarcaciones		Características	Resistencia al avance con la red a V= 3 nudos (kgf)					Empuje de la hélice		Potencia instalada (H.P.)	r.p.m. en el eje	DII (m)	coef. de paso	veloc. libre (nudos)	Aprovechamiento de la hélice (%)
			R1	R2	R3*	R4	R5	TH (kgf)	% de aumento						
Camaronero español	sin tobera		-	2820	3460	-	-	3245	-	360	400	1,50	0,507	8,62	sobre-carga
	con "		-	2820	3460	4170	-	3864	19	360	400	1,40	0,739	9,32	-
Camaronero Caribe	sin "		-	-	3450	4160	-	4230	-	475	358	1,69	0,511	9,30	81
	con "		-	-	3450	4160	4940	5030	19	475	358	1,50	0,817	9,9	-
Camaronero 23 mts Var Opt.	sin "		-	-	3450	-	-	3500	-	370	349	1,68	0,469	8,7	98,5
	con "		-	-	3450	4170	-	4135	18	370	349	1,50	0,775	9,5	-
			R1	R2	R3	R4	R5	-	-	-	-	-	-	-	-
Camaronero Ferrocemento IV	sin "		-	-	2475	2978	-	2755	-	300	349	1,38	0,723	8,13	90,0
	con "		-	-	-	2978	3530	3413	24	300	349	1,30	0,991	8,60	-

Observación: * - R3 es la resistencia al avance con la red 3, que es la que utilizan actualmente el Camaronero Español y el Camaronero Caribe, el F-IV utiliza la red 3'

ha visto en la práctica con la explotación de la embarcación; además en el gráfico se aprecia que el punto de intercepción de las curvas de empuje de la hélice a r.p.m = const. y momento constante en el régimen nominal nos queda situado a la derecha de la curva 3, lo que indica la no existencia de una reserva adecuada de potencia.

En el caso del camaronero "Caribe" como se aprecia, ocurre todo lo contrario ya que al igual que el Español está instalada la red de arrastre óptima de 3 nudos el empuje disponible al régimen normal no se utiliza completamente.

Partiendo de lo expuesto anteriormente tenemos que para el Camaronero Español y para la instalación de fuerza actual es necesario: disminuir las dimensiones de la red; o complementar la instalación con una tobera y de esta forma lograr un mayor empuje con la misma potencia y poder explotar satisfactoriamente la red actual e inclusive aumentar sus dimensiones.

En el Camaronero "Caribe" sería necesario el aumento de las dimensiones de la red para poder utilizar el empuje disponible de una forma más eficiente; pudiéndose pasar inclusive a la red 4. En este caso con la utilización de la tobera podríamos llegar hasta la red 5; aunque debemos aclarar que en este trabajo no se contempla lo referente a la red óptima, que sería objeto de un estudio posterior.

En el Ferro IV ocurre algo similar a la del Camaronero "Caribe", ó sea que para una velocidad de arrastre de 3 nudos, el empuje instalado a un régimen nominal de trabajo no se explota de la forma más eficiente; resultando en la práctica que al trabajar a un régimen nominal con la red actual la velocidad de arrastre se hace mayor de los 3 nudos y se ha observado que producto de esto la red se levanta, disminuyendo la captura y cuando se ha bajado a los 3 nudos entonces el empuje disponible se subutiliza.

La solución para el Ferro IV sería la de aumentar las dimensiones de la red actual buscando el valor de resistencia deseado entre R_3' y R_4' para el aprovechamiento más eficiente de la instalación propulsiva a una velocidad de

de arrastre de 3 nudos. Con la posible utilización de tobera este aumento sería aún mayor.

En los tres casos como se puede observar se consideró solamente la variación de las dimensiones de la red ó la utilización de toberas; manteniendo fija la velocidad de arrastre (3 nudos).

Una vez realizado este análisis por embarcación se procedió del cálculo de selección de la potencia óptima - del motor para una velocidad de arrastre de 3 nudos y con los valores de resistencia de la red actual; utilizando el programa de computación descrito en el punto 2.6.2.1.

Para las embarcaciones camaronera "Caribe" y camaronero "Español" que presentan practicamente las mismas características de resistencia al avance para velocidad de arrastre con la red 3 se le calculó la variante óptima en base a tres tipos de revoluciones por minuto en el eje propulsor (340; 375; 400); estando contenidos en las mismas las r.p.m. de uno y otro camaronero; además se tomó como valores para la hélice (max. = 1,7 m y min. = 1,4 m)

El programa arrojó los siguientes resultados:

r.p.m	D (m)	F_a/F	H/D	ETAP	ND (H.P)	NE (H.P)
340	1,640	0,54	0,512	0,218	324,8	371,6
375	1,58	0,567	0,512	0,210	336,7	385,7
400	1,54	0,586	0,500	0,203	347,6	398,2

De los cuales la computadora escogió los parámetros de mayor eficiencia, en este caso los de 340 r.p.m con una hélice de 1,64 m y una potencia de 371,6 H.P, que a su vez fueron situados en la tabla comparativa y además una vez corrido el programa de parámetros óptimos de la hélice B-Wageningen para estas características de revoluciones y potencia a 3 nudos se rectificó el diámetro de la hélice a 1,68 m y se trazaron las curvas de tracción de la hélice para esta variante óptima .

Como puede observarse la potencia calculada coincide - practicamente con la que tiene instalada el camaroero Español, sin embargo dada la disminuci3n de la r.p.m con respecto a 3ste y el aumento del diámetro de la hélice, se logra un mayor empuje y aprovechamiento de la potencia para el arrastre, no viendose afectaci3n, inclusive en la velocidad libre. En el cálculo para la selecci3n de la potencia del motor del Ferro IV para - una velocidad de 3 nudos para la hélice B-Wageningen se tomaron las siguientes r.p.m (349, 375, 400), o sea; los mismos que para los otros dos arrastreros y el diámetro de la hélice (máx. = 1,4 m y min. = 1,3 m)

El programa arroj3 los siguientes resultados:

r.p.m	D (m)	F_a/F	H/D	ETA	ND (HP)	NE (HP)
349	1,40	0,538	0,646	0,224	218,4	250,2
375	1,40	0,538	0,572	0,223	219,4	251,3
400	1,40	0,538	0,514	0,219	222,8	255,2

Como se puede apreciar en este no ocurri3 lo mismo que en los resultados para los otros dos arrastreros en que al variar las r.p.m variaba el diámetro y el paso, manteniendose practicamente constante su relaci3n. En este caso el diámetro mantiene los mismos valores para las diferentes r.p.m por estar limitado, variando solamente el paso y es por ah3 por donde sale la variante más eficiente la de 349 r.p.m con hélice 1,40 m y 250 HP de potencia que se asemejan con los valores instalados de 300 H.P; 1,38 m y 349 r.p.m; pero es obvio la mayor eficiencia de los primeros para la red actual.

Por último se analiz3 la posibilidad de la aplicaci3n de hélices de compromiso en este tipo de embarcaciones; para lo cual se realiz3 el cálculo en el Ferro IV partiendo de un valor de velocidad intermedio de 5 nudos; comprobándose se por los resultados que además de no ser sustancial la ganancia en velocidad libre, el empuje para arrastre se ve afectado. Por otra parte en este tipo de embarcaciones arrastreras que operan cercanas a la costa y que su período de trabajo es aproximadamente de 15:20 días para un

regreso a puerto entre 8 + 12 horas, la velocidad libre no es determinante; sino que se debe buscar garantizar una hélice para arrastre.

3.0

Conclusiones

Como bien se hace referencia en la introducción, el objetivo de este trabajo ha sido el de establecer una metodología basada en cálculos por computación a excepción del cálculo de la red, en el cual trabajamos en la actualidad, para la obtención de la variante óptima de propulsión de una embarcación arrastrera, en específico, los camaroneros construidos en nuestro país.

Partiendo de lo dicho anteriormente podemos afirmar que se ha logrado arribar a las siguientes conclusiones:

- 1.- Se determinó la variante óptima de arrastre para los camaroneros "Español" y "Caribe" con la red actual de explotación; así como para el Ferro IV.
- 2.- Analizando cada embarcación por separado tenemos:

Camaronero Español:

Se observa la existencia de sobrecarga en la instalación de fuerza actual a su régimen normal para la red empleada; dándose como solución la disminución de las dimensiones de la red o el empleo de tobera.

Camaronero Caribe:

La subutilización de la capacidad propulsiva instalada; por lo que se recomienda un aumento de las dimensiones de la red actual con vistas a aumentar el aprovechamiento de la potencia y mejorar la eficiencia.

Camaronero Ferro IV

De las tres embarcaciones analizadas es la mejor que se comporta en cuanto al aprovechamiento de la po-

tencia instalada, aunque para la red actual y a una velocidad óptima de 3 nudos es necesario al igual que en el Caribe, aumentar dimensiones y lograr la optimización.

- 3 - El uso de hélices de compromiso para estas embarcaciones no es recomendable, fundamentalmente por su condición de navegación costera y por la necesidad de lograr el mayor empuje para un arrastre más eficiente.
- 4 - Son sobradamente conocida las ventajas que supone, desde un punto de vista hidrodinámico, la incorporación de una tobera al equipo propulsor de un buque arrastrero o al de cualquier buque que, en general y por necesidades de servicios deba hacer uso de hélices muy cargadas. Aparte de la ventaja principal que es el mejoramiento de la eficiencia, el uso de la tobera, ofrece adicionalmente las siguientes cualidades:
 - Mejoramiento de la estabilidad de curso del barco.
 - Amortiguamiento del cabeceo longitudinal del buque.
 - Garantiza una dirección fija del flujo del agua hacia la hélice cuando el barco se encuentra sobre olas.

En general la adopción de una tobera supone una mayor homogeneidad del flujo incidente en el disco de la hélice, lo que hace que las tensiones actuantes en las palas sea más uniforme y de menor magnitud que el propulsor convencional. Aparte de eso la tobera protege la hélice, disminuyendo el peligro de enredarse en ellas las redes y cables y protege la entrada de objetos flotantes.

En los gráficos (Fig 1, 2, 3), observamos las características de propulsión de la hélice sin tobera y con tobera vemos lo siguiente:

- a) la fuerza de propulsión de la hélice con tobera para la velocidad de arrastre de 3 nudos es alrededor de un 20% mayor que la fuerza de propulsión de la hélice sin tobera de la fuerza de propulsión de la hélice sin tobera a la misma velo-

cidad y 30% mayor para la velocidad de amarre. Esto nos representa que para la utilización de la misma red al incorporar una tobera la potencia al emplear se reduciría proporcionalmente al incremento del empuje; o una solución contraria sería que sin variar potencia con el uso de la tobera se podría aumentar las dimensiones de la red. El motor trabajando con la hélice con tobera trabaja en mejores condiciones y sin sobrecarga.

- b) La velocidad marcha libre, que se obtiene con la hélice con tobera y sin tobera son prácticamente iguales.

sin lugar a dudas para los barcos arrastreros de pesca la hélice con toberas es más conveniente. Para otro tipo de embarcaciones pesqueras la hélice convencional es más ventajosa.

- 5 - En el trabajo no está incluido un análisis técnico económico, en primer término porque no ha sido objetivo del mismo definir este aspecto, sino el de desarrollar un estudio teórico sobre propulsión de las embarcaciones señaladas; y el de desarrollar un método de cálculo apropiado para la mismas; en segundo término porque eso sería objeto de un posterior estudio junto con el de definir la red óptima, aspecto éste que necesita un análisis más a fondo de las zonas de pesca, parámetros de explotación de las embarcaciones, y experimentación con diferentes prototipo.
- 6 - Como última y más importante conclusión podemos decir que con este trabajo se puede valorar la correspondencia que existe entre el arte de pesca, la potencia del motor principal y la hélice, aspectos estos que hay que considerar a la hora de proyectar o modernizar el arte de pesca y el sistema de propulsión de la embarcación

FIG. 2.. GRAFICO DE LAS CARACTERISTICAS DE PROPULSION DEL CAMARONERO ESPAÑOL..

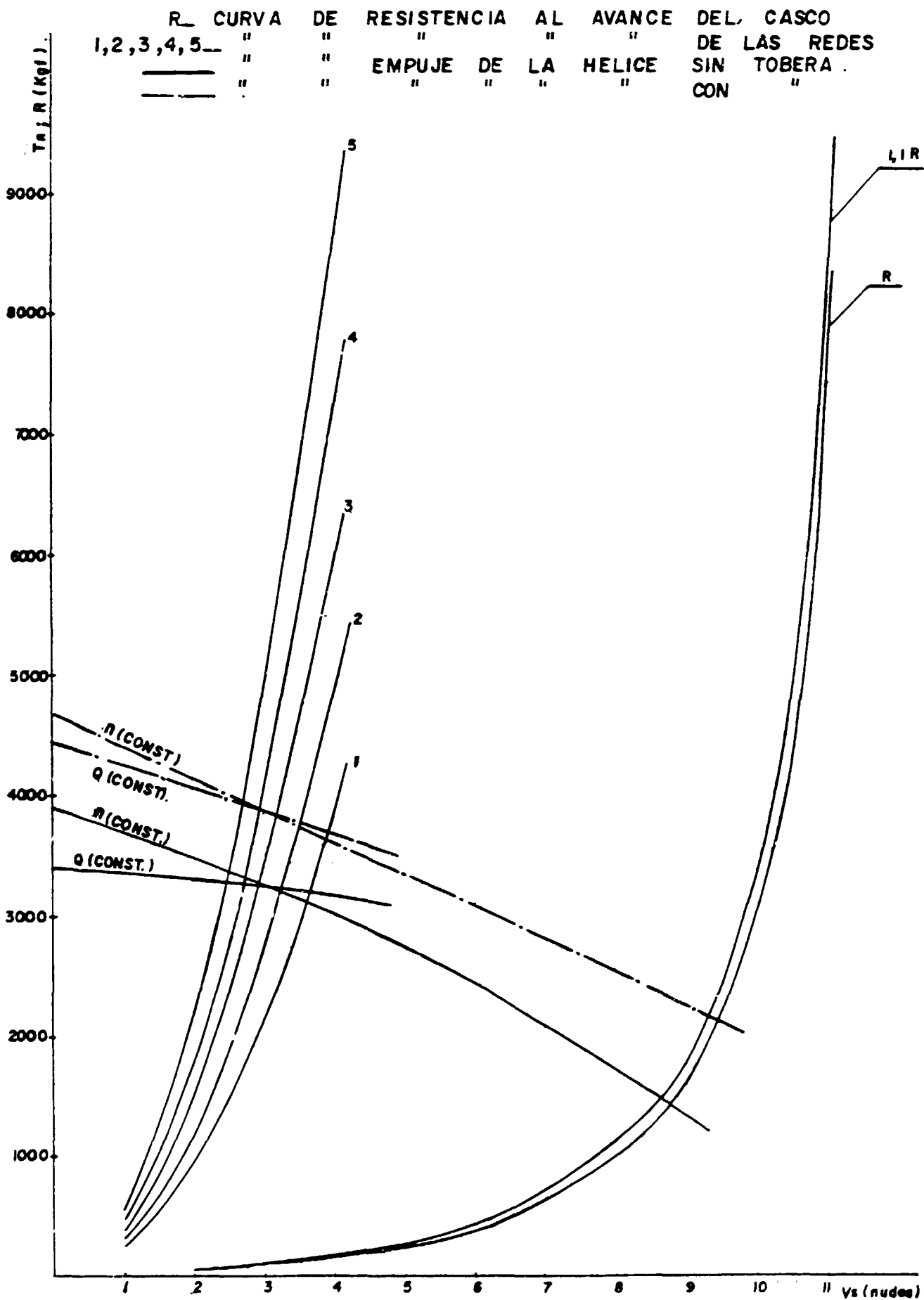


FIG. 1. GRAFICA DE LAS CARACTERISTICAS DE PROPULSION DEL CAMARONERO "CARIBE"

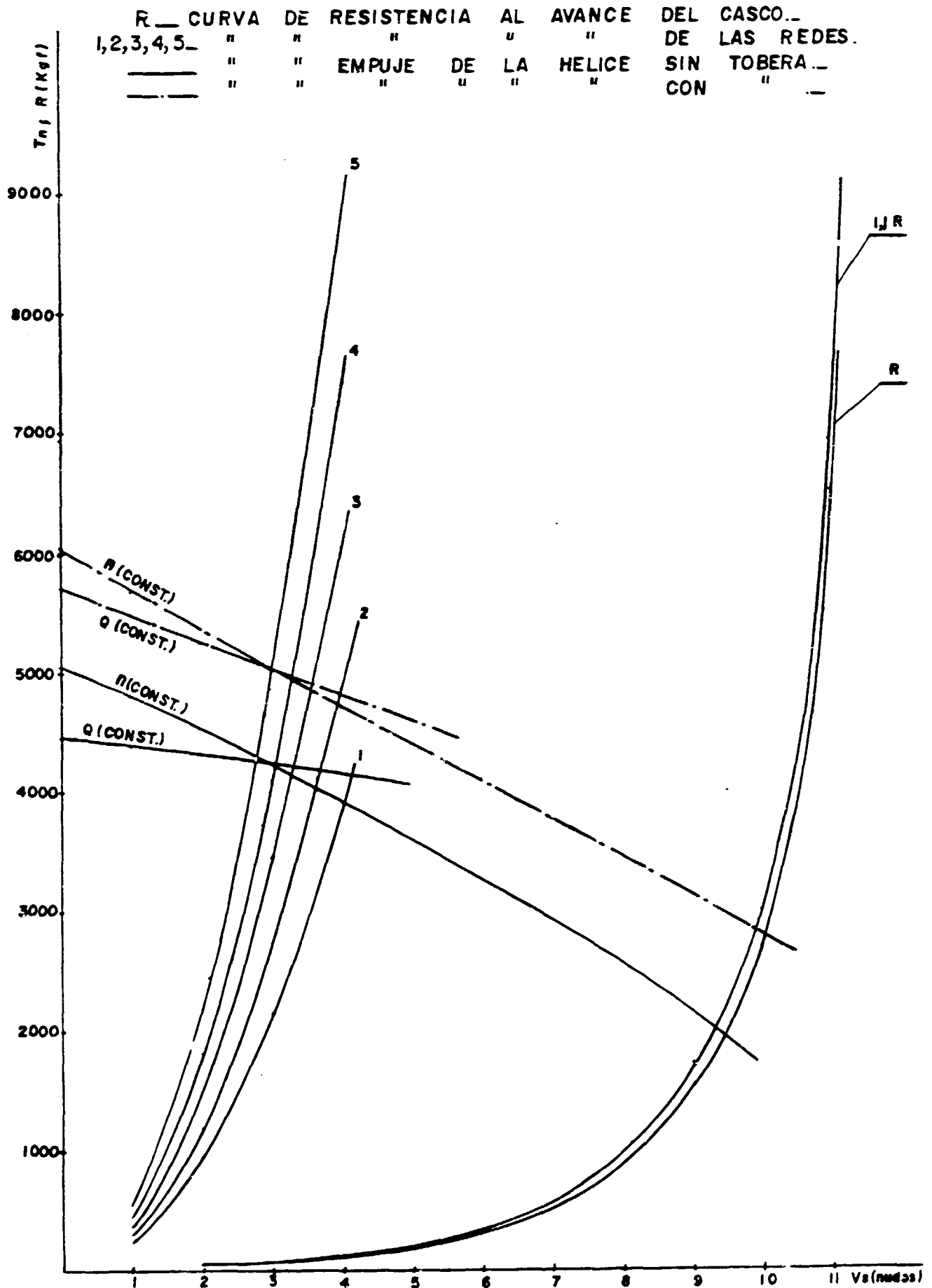
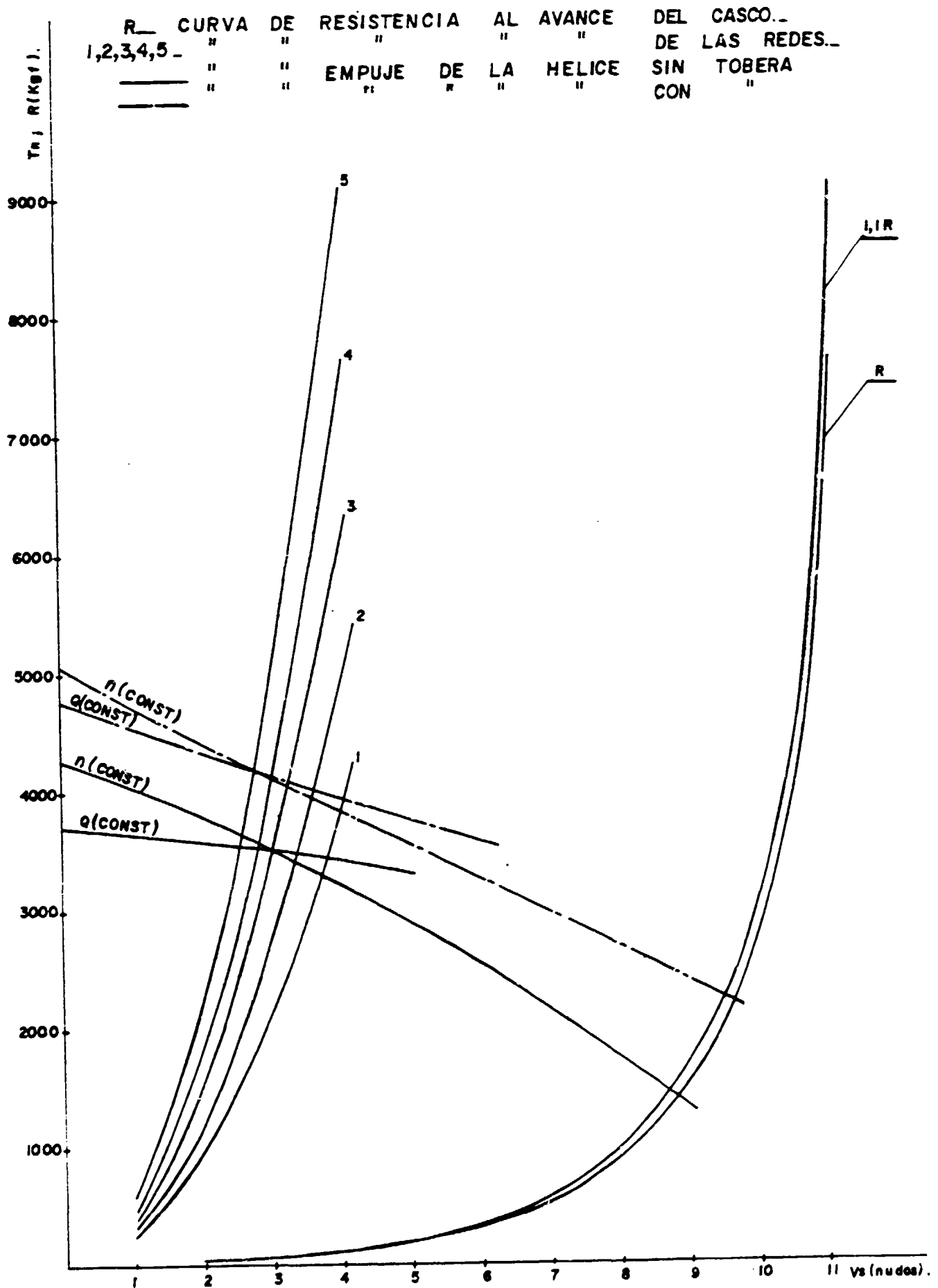


FIG. 4.- GRAFICA DE LAS CARACTERISTICAS DE PROPULSION DEL CAMARONERO "VARIANTE OPTIMA"



BIBLIOGRAFIA

- 1 - Fridman A.L. - "Teoría y Proectirovanie Arudye Promishlennovo Riboloustva"
Pishevay a Promishlennost Moseva 1969.
- 2 - Hélice -B- - Manual de usuario del programa "Selección de los parámetros óptimos de la hélice -- sin tobera tipo B.- Wageningen" CEPRONA 1982.
- 3 - Hélice Ka Manual de usuario del programa "Selección de los parámetros óptimos de la hélice con tobera tipo Ka - Wageningen CEPRONA 1982
- 4 - Karpienko, A. L.
Frindman A.L. - "Ustroistua Pascritiya Ribolounij Tralov"
Pishevaya promishlennost Moscua 1980
- 5 - Migala J. - "Selección de hélices para embarcaciones pesqueras" Primera Conf. Científico-Técnica para el desarrollo Naval Pesquero - CEPRONA, Febrero 1980.
- 6 - Migala J. - "Aprovechamiento de los polinomios para cálculos de las hélices de barcos pesqueros. Primera Conf. Cient-Téc. para el -- desarrollo Naval Pesquero. CEPRONA, Febrero 1980.
- 7 - Obxintsev A.L. "Proectirovanie y explotacio raznoglun-
nij tralov. Paschief sietnoy Chasti y
osnastqui" Habana 1980
- 8 - Ra - Oort - Manual de usuario del cálculo de la re-
sistencia al avance. CEPRONA 1981
- 9 - SELMOT - B - Manual de usuario de la selección del mo-
tor, hélice B. CEPRONA 1981
- 10 - SELMOT - Ka - Manual de usuario de la selección del mo-
tor, hélice Ka. CEPRONA 1982

- 11 - Mario F. Santarelli - "Consideraciones acerca del sistema propulsor de arrastrero en función del arte de pesca (Primera y segunda parte)" Revistas - Ingeniería Naval. No 557 Nov 1981, No 558 Dic 1981
- José F Núñez Basañez



