

623.1  
Mar

# ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MARITIMA  
Y CIENCIAS DEL MAR



*[Handwritten signature]*  
061

## “Metodología para Determinar Problemas Vibracionales en Buques Pesqueros”

TESIS DE GRADO  
Previa a la obtención del Título de  
INGENIERO NAVAL

PRESENTADA POR:  
**José Rolando Marín López**

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

**1982**

DEDICATORIA

*Al que todo lo bello lo resume:  
Dios, Mis Padres, Mi Esposa, Mi  
Familia: A MI HIJO.*

## AGRADECIMIENTO

Al Ing. EDUARDO ORCES, quien sabiamente supo digirir esta Tesis, y al Tnte. de Fgta. Diego Mantilla, por su ayuda y colaboración en la iniciación de la misma, y a todos los que de una u otra forma han permitido que este trabajo llegue hoy a su culminación.

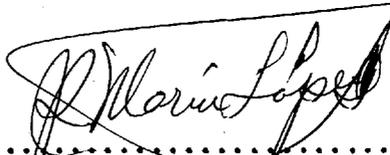
.....  
Ing. EDUARDO ORCES PAREJA  
*Director de Tesis*

---

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).

  
.....  
JOSE ROLANDO MARIN LOPEZ

## R E S U M E N

El trabajo presenta métodos de cálculo de frecuencias naturales de vibración del sistema propulsor, y total del casco, describe la prueba de medición de vibraciones y los instrumentos utilizados, luego enfrenta los resultados de los 2 pasos previos para llegar a la causa de la vibración perjudicial; finalmente aplica este proceso a embarque concreto, el B/P ESPOL J.

## INTRODUCCION

El presente trabajo tiene por objetivo presentar un método teórico-práctico para determinar las causas de problemas vibracionales a bordo de buques pesqueros de nuestro país, relacionados con el sistema de propulsión y el casco como un todo.

Se da especial atención a los posibles problemas generados por condiciones resonantes, es decir al cálculo de frecuencias naturales y excitativas, y las respuestas del sistema. Este tipo de vibraciones son de mucho peligro por el factor de magnificación que afecta a la respuesta, y para determinarlas se requiere de algunos cálculos teóricos, que escapan al nivel de técnicos y maestros mecánicos. A diferencia de estas, las vibraciones debidas al mal estado de alguno de los subsistemas del buque, pueden ser superadas a base de experiencia y habilidad.

Dado que existe gran variedad de equipos para medir y analizar vibración se explican algunas características de estos, y sus ventajas al utilizarlos como ayuda en el proceso de determinación de causas de problemas vibratorios. Además se presente la forma, posiciones, direcciones y otros detalles que pueden ayudar en la prueba de medición de vibraciones.

En el capítulo III, se explica la forma de enfrentar resultados teóricos y las lecturas de niveles de vibración, para concluir en la causa del problema. Se presente además algunas características de la vibración cuando se debe a defectos mecánicos del sistema y algunas normas sobre niveles aceptables de vibración.

Finalmente, el proceso teórico-práctico se lo aplica, como un ejemplo, - al B/P ESPOL 1. Sin embargo, cabe anotar, que en este ejemplo no se si que el método de determinación tal y como se lo explica en los tres primeros capítulos, sino que empieza calculando las frecuencias naturales - según los métodos analíticos ya tratados y simultáneamente se hace la medición de niveles de vibración a bordo del buque mencionado, para proceder con los siguientes pasos del método. Esto obedece al hecho de que supuestamente este buque no presentaba problemas vibratorios, sino que - su análisis iba a complementar los otros cálculos requeridos para la - construcción del buque, que es propiedad de nuestra universidad.

## CAPITULO I

### ANALISIS TEORICO

Cuando se trata de detectar problemas de tipo resonante, hay que calcular las frecuencias naturales y excitativas; para el cálculo de frecuencias naturales de la vibración del sistema propulsor y del casco de buques, existen algunos métodos para hacerlo, vamos a empezar el trabajo, justificando los métodos de cálculo elegidos.

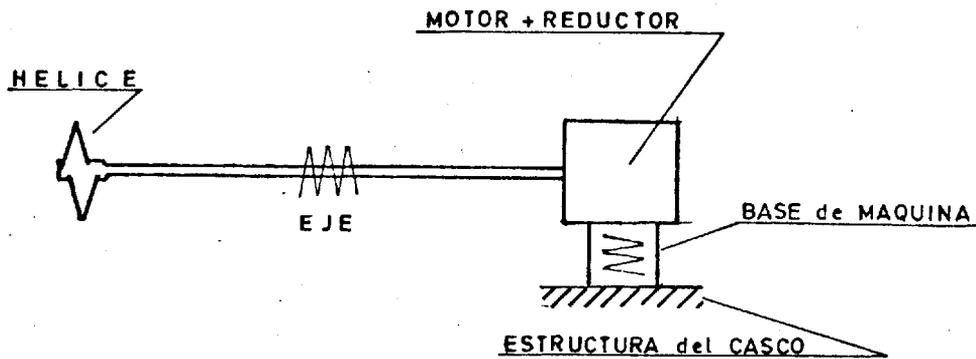
#### a. Cálculo de frecuencias Naturales Torsionales del Sistema Propulsor:

El método de Holzer es el más conocido y los resultados teóricos comprobados en forma experimental. Divide al sistema en masas concentradas, conectadas entre sí por resortes y amortiguadores, si fuera el caso, y calcula las respuestas de cada subsistema en función de las del anterior, hasta llegar al último, el cual debe cumplir ciertas condiciones de frontera.

Además de las ventajas ya mencionadas, por su sencillez, puede complementarse el cálculo con el uso de calculadoras de escritorio programables.

#### b. Cálculo de Frecuencias Naturales Longitudinales del Sistema Propulsor:

En buques pesqueros en nuestro medio, a la máquina principal viene adaptado el reductor, formando una sola masa; por ello, el sistema propulsor puede representarse así:



Este sistema es bidimensional, y es fácil obtener expresiones para calcular las frecuencias naturales, en base a ecuaciones de equilibrio de fuerzas.

c. Cálculo de Frecuencias Naturales Laterales del Sistema Propulsor:

En el caso de vibración lateral del eje de cola y la hélice, es fácil obtener expresiones para el cálculo de frecuencias naturales; este movimiento es conocido como giroscópico.

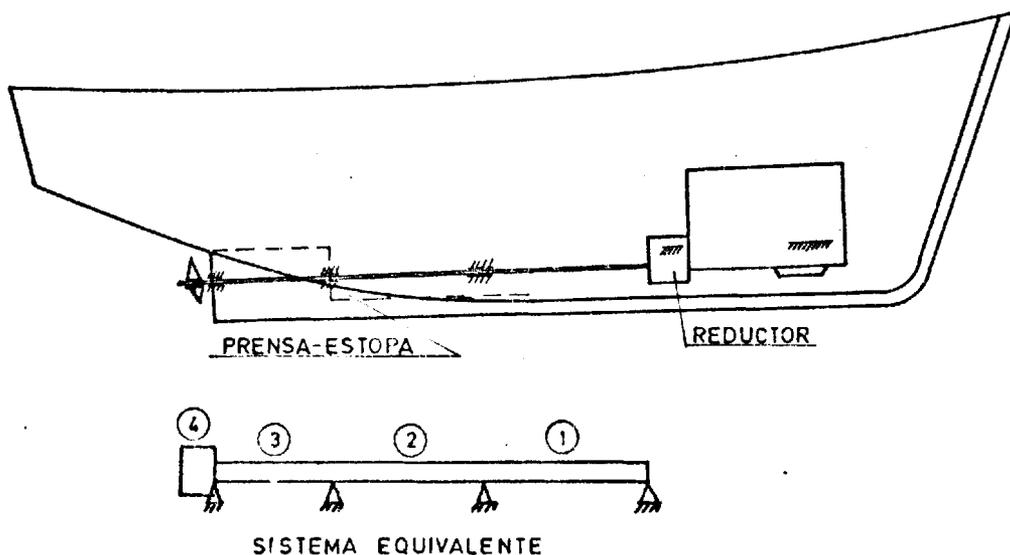
En el caso de vibración lateral de todo el sistema propulsor, existen algunos métodos de cálculo:

Método de Rayleigh: Asume sistemas de tipo Conservativo, en los cuales iguala las expresiones para las Energías Cinética y de Deformación

en los instantes en que son máximas. Estos momentos son: cuando el sistema pasa por la posición de equilibrio y cuando la deformación - del sistema es máxima.

Al evaluar el término de la Energía Cinética, encontramos la frecuencia natural, y podemos despejarla en función de los restantes términos. El proceso contempla: asumir una curva elástica de deformación, la cual en vibración modal, tendrá la misma forma que la aceleración ( $a = wy^2$ ), o sea en producto con la masa, la fuerza inercial; además esta curva sirve para calcular la energía de deformación máxima.

Este método se vuelve muy largo y tedioso, [22]<sup>\*</sup>, cuando tratamos sistemas con más de tres rotores; en el caso de buques pesqueros, teniendo solamente un descanso o cojinete entre el reductor y el prensaestopa, trabajaríamos con 4 rotores, por lo cual es preferible evitar su uso:



Método de los Coeficientes de Influencia: Calculamos los coeficientes de flexibilidad, y con ellos, las deflexiones producidas por las fuerzas de inercia que actúan sobre cada masa y superponemos los efectos [42].

Las fuerzas de inercia como ya se dijo, tienen igual distribución que la deformación.

Habiendo calculado los coeficientes de flexibilidad  $a_{ij}$  (Deformación en  $i$  debido a una fuerza unitaria en  $j$ ), se puede plantear las ecuaciones de la deformación causada por las fuerzas de inercia ( $-m\omega^2$ ), las cuales son resueltas en forma simultánea, para llegar a una ecuación en función de las frecuencias, de orden  $n$ , conocida como ecuación característica, de la cual se obtienen las  $n$  frecuencias naturales.

Para calcular los coeficientes de flexibilidad, debemos aplicar cargas unitarias y obtener las deformaciones en los otros puntos del sistema, o sea, debemos asumir que la masa del sistema de propulsión en cada tramo entre cojinetes está concentrada en el centro del mismo. Esta asunción acarrea un error, por lo cual trataremos de encontrar un método más exacto.

Método de Myklestad: Es un método parecido al de Holzer; se trata de reemplazar al eje por un conjunto de masas puntuales, ubicadas a lo largo del mismo, y unidos por resortes sin masa.

\* Los números entre corchetes significan obras de referencia al final del trabajo.

Método de los Coeficientes de Influencia: Calculamos los coeficientes de flexibilidad, y con ellos, las deflexiones producidas por las fuerzas de inercia que actúan sobre cada masa y superponemos los efectos [22].

Las fuerzas de inercia como ya se dijo, tienen igual distribución que la deformación.

Habiendo calculado los coeficientes de flexibilidad  $a_{ij}$  (Deformación en  $i$  debido a una fuerza unitaria en  $j$ ), se puede plantear las ecuaciones de la deformación causada por las fuerzas de inercia ( $-my\omega^2$ ), las cuales son resueltas en forma simultánea, para llegar a una ecuación en función de las frecuencias, de orden  $n$ , conocida como ecuación característica, de la cual se obtienen las  $n$  frecuencias naturales.

Para calcular los coeficientes de flexibilidad, debemos aplicar cargas unitarias y obtener las deformaciones en los otros puntos del sistema, o sea, debemos asumir que la masa del sistema de propulsión en cada tramo entre cojinetes está concentrada en el centro del mismo. Esta asunción acarrea un error, por lo cual trataremos de encontrar un método más exacto.

Método de Myklestad: Es un método parecido al de Holzer; se trata de reemplazar al eje por un conjunto de masas puntuales, ubicadas a lo largo del mismo, y unidos por resortes sin masa.

\* Los números entre corchetes significan obras de referencia al final del trabajo.

Las ecuaciones de equilibrio para cada subsistema se establecen en función del Momento Flector, Fuerza Cortante y Pendiente de la Elástica, las cuales se plantean para cada subsistema, lo cual nos hace recordar la matriz de transferencia en el Método de Holzer; y su proceso es igual.

Igual que en el método anterior, el hecho de concentrar masas en ciertas posiciones, significa introducir cierto error, por lo cual evitaremos este método.

**Método:** Solución de la Ecuación General de Vibración Lateral de Vigas: Este método plantea las ecuaciones diferenciales para la vibración lateral de vigas, en las cuales se incluye términos para considerar la deformación por corte, y la energía de rotación, con lo cual el problema pasa a ser de tipo dinámico, como realmente lo es.

A partir de las ecuaciones de deformación, pendiente de la elástica, Fuerza Cortante y Momento Flector, se obtiene una ecuación general de la Vibración, que viene en derivadas parciales de cuarto orden.

Para resolver esta ecuación se emplea el Método de Diferencias Finitas, puesto que en él se pueden incluir las condiciones propias del sistema: las deformaciones en los descansos son nulas.

Planteadas las ecuaciones en diferencias finitas, se obtiene un determinante cuyo valor se anula cuando se ha asumido una frecuencia natural.

Si bien es cierto que para lograr resolver el determinante de alto orden mencionado antes, se requiere de computación digital, debemos considerar que los otros métodos requieren quizá menos capacidad de memoria en el computador, pero pierden cuando se trata de considerar el grado de exactitud.

d. Cálculo de Frecuencias Naturales de la Vibración Total del Casco:

Método de Elementos Finitos: Es un método relativamente moderno y bastante exacto, que subdivide a la estructura del buque en elementos de forma conocida y sencilla, en los cuales se asume que las propiedades son constantes.

Los elementos a través de los nodos, transmiten fuerzas o deformaciones a los adyacentes, y el conjunto debe ser resuelto utilizando un alto grado de computación digital.

Método Integral de Stodola: Considera al buque como una viga de sección variable, es decir, su inercia y peso no son constantes a lo largo de su eslora.

Se trata de dividir al buque en un número de secciones en las cuales se asume que las propiedades antes mencionadas se mantienen constantes.

Asumiendo una curva de deformación, que sabemos tiene igual forma que la fuerza de inercia, podemos integrarla cuatro veces para llegar sucesivamente a: Fuerza Cortante, Momento Flector, Pendiente de la Elástica y finalmente a la Elástica.

Comparando la elástica asumida y la calculada, podremos saber si la frecuencia calculada es la natural; si las curvas mencionadas divergieran mucho, se hace una iteración, asumiendo una curva elástica igual a la calculada en la primera serie de integraciones.

Como se ve, este proceso de cálculo es sencillo, y tal como se manifiesta en [32], es de bastante exactitud, por lo cual ha sido elegido.

### 1.1. Métodos de Análisis para el Cálculo de Frecuencias Naturales.

En este punto se van a presentar los diferentes métodos analíticos que van a ser utilizados en el cálculo de frecuencias naturales en cada tipo de vibración.

#### 1.1.1 Vibración Torsional del Sistema Propulsor.

##### 1.1.1a. Método de Holzer para el cálculo de la Frecuencia Natural. [31] [11]

Se utiliza para determinar las respuestas en régimen permanente de un sistema de masas en línea.

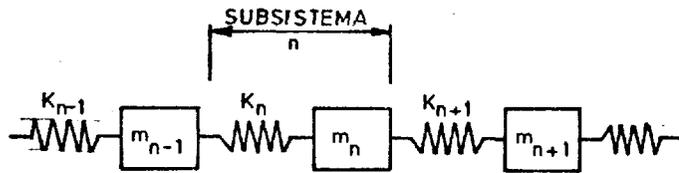
Trata de separar sistemas grandes en subsistemas simples, cada uno con propiedades elásticas y dinámicas propias.

La formulación viene en términos del vector estado (Matriz columna de los desplazamientos y fuerzas internas), la matriz punto, la cual contiene las propiedades dinámicas del subsistema (Masas o inercias), y la matriz campo, la cual contienen las propiedades elásticas del subsiste-

ma (Rigideces).

En función de estas cantidades y procedimiento al cálculo desde un extremo del sistema, se determinan las frecuencias naturales al cumplirse las condiciones de frontera del sistema.

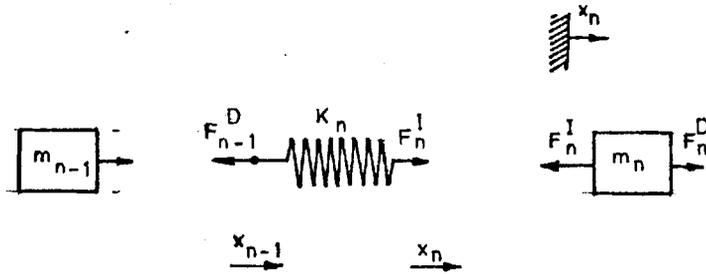
A continuación se presenta el sistema Masa-Resorte, ó Inercia-Resorte torsional:



#### REPRESENTACION POR SUBSISTEMAS

FIG. 1.1.

El subsistema  $n$ , consiste de la masa  $m_n$  con desplazamiento  $x_n$  y el resorte de rigidez  $K_n$ , cuyos extremos tienen desplazamientos  $x_n$  y  $x_{n-1}$ ; cuando sea necesario se designarán I ó D, para izquierda ó derecha.



ANÁLISIS DE FUERZAS EN UN SUBSISTEMA  
NO AMORTIGUADO  
FIG. 1.2.

Aplicando la segunda ley de Newton a la masa  $m_n$ :

$$m_n \ddot{x}_n = F_n^D - F_n^I$$

Tratándose del Movimiento Armónico.

$$F_n^D = \omega^2 m_n x_n + F_n^I \quad (1.1)$$

El desplazamiento de ambos extremos de  $m_n$  es el mismo,  
luego:

$$x_n = x_n^I = x_n^D \quad (1.2)$$

Uniéndolas en una sola ecuación matricial:

$$\begin{Bmatrix} x \\ \dot{F} \end{Bmatrix}_n^D = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\omega^2 m & 1 \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} x \\ F \end{Bmatrix}_n^I \quad (1.3)$$

Vector Estado Matriz Punto

Haciendo el análisis para el resorte  $K_n$ :

$$F_{n-1}^D = F_n^I \quad (1.4)$$

La fuerza del resorte está relacionada al módulo del resorte  $K_n$ , por la ecuación:

$$x_n^I - x_{n-1}^D = \frac{F_{n-1}^D}{K_n} \quad (1.5)$$

Uniendo (1.4) y (1.5):

$$\begin{Bmatrix} x \\ F \end{Bmatrix}_n^I = \begin{bmatrix} 1 & 1/K \\ 0 & 1 \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} x \\ F \end{Bmatrix}_{n-1}^D$$

Matriz Campo

(1.6)

Sustituyendo (1.6) en (1.3):

$$\begin{Bmatrix} x \\ F \end{Bmatrix}_n^D = \begin{bmatrix} 1 & 1/K \\ -w^2 m & (1-w^2 m/K) \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} x \\ F \end{Bmatrix}_{n-1}^D$$

Matriz de Transferencia

(1.7)

En el caso torsional:

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^D = \begin{bmatrix} 1 & 1/K \\ -w^2 I & (1-w^2 I/K) \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_{n-1}^D$$

El proceso consiste en asumir una frecuencia  $w$  de vibración, una deformación unitaria en el primer subsistema, y a través de la matriz de transferencia, calcular el vector estado para cada subsistema. En el último, se deben cumplir las condiciones de frontera, de ser así:  $w = w_n$ , en caso contrario, se deberá hacer otra iteración, con una nueva frecuencia asumida.

En el Caso de Sistemas Engranados:

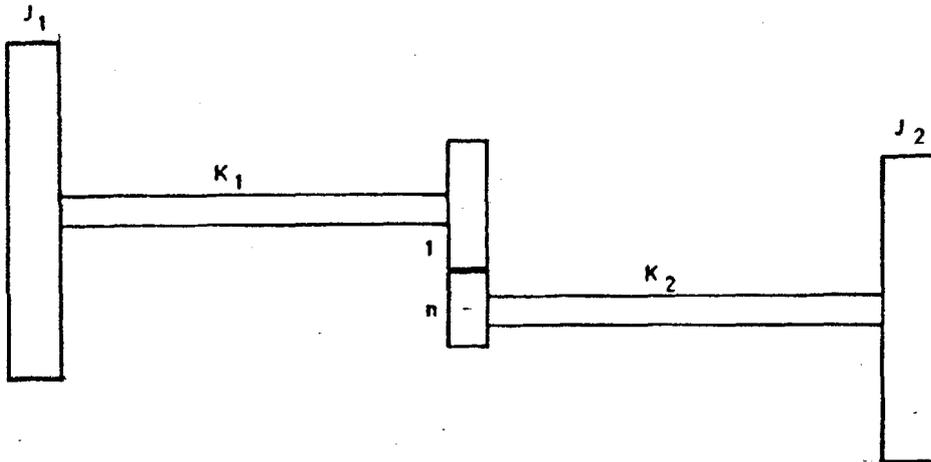


FIG. 1.3

Siendo  $n$  la razón de la velocidad del eje 2 al eje 1:

$$\dot{\theta}_2 = n\dot{\theta}_1 \quad (1.8)$$

La Energía Cinética del Sistema:

$$T = 1/2 \dot{\theta}_1^2 (J_1 + n^2 J_2) \quad (1.9)$$

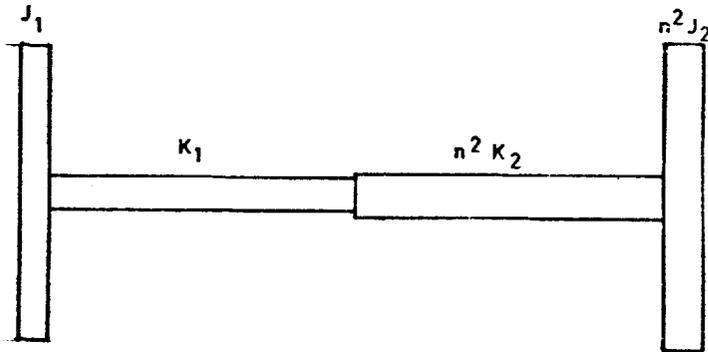
La inercia equivalente del disco 2 referido al eje 1 es  $n^2 \cdot J_2$ .

Para determinar la rigidez equivalente del eje 2, relati

vo al 1, aseguremos los 2 discos y apliquemos un torque al engranaje 1, rotándolo un ángulo  $\theta_1$ ; el engranaje 2 rotará  $\theta_2 = n\theta_1$ , por tanto la energía potencial del Sistema es:

$$U = 1/2 \theta^2 (K_1 + n^2 K_2). \quad (1.10)$$

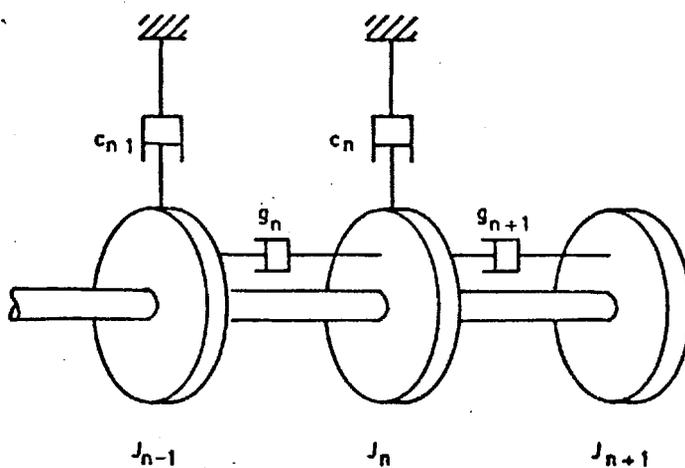
Sistema Equivalente:



REPRESENTACION EQUIVALENTE DE SISTEMAS ENGRANADOS

FIG. 1.4

Sistemas con Amortiguamiento.- Dentro de la Matriz de Transferencia que en su forma general no cambia, la masa y los elementos rigideces se transformarán en cantidades complejas.



REPRESENTACION DEL SISTEMA AMORTIGUADO

FIG. 1.5

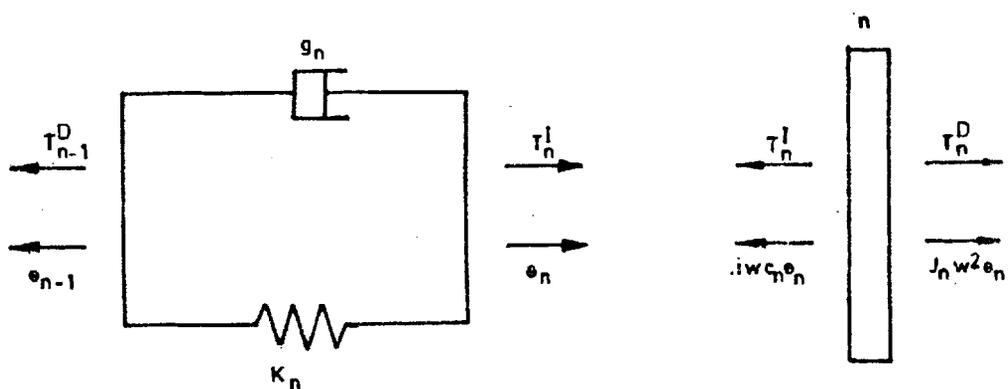


FIG. 1.6

ANALISIS DE FUERZAS EN SUBSISTEMAS AMORTIGUADOS

Considerando el disco  $n$ , la ecuación del torque es:

$$\begin{aligned} \omega^2 J_n \theta_n &= T_n^D - T_n^I - i\omega c_n \theta_n \\ \text{o} \quad \theta_n (i\omega c_n - \omega^2 J_n) &= T_n^D - T_n^I \end{aligned} \quad (1.11)$$

considerando ahora el eje  $n$ -avo:

$$\begin{aligned} T_n^I &= K_n(\theta_n - \theta_{n-1}) + i\omega g_n(\theta_n - \theta_{n-1}) \\ &= (K_n + i\omega g_n)(\theta_n - \theta_{n-1}) \end{aligned} \quad (1.12)$$

Poniendo (1.11) y (1.12) en forma matricial:

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^D = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ (i\omega c_n - \omega^2 J_n) & 1 \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^I$$

Matriz Punto. (1.13)

$$\begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_n^I = \begin{bmatrix} 1 & 1/(K+i\omega g) \\ 0 & 1 \end{bmatrix}_n \begin{Bmatrix} \theta \\ T \end{Bmatrix}_{n-1}^D$$

Matriz Campo (1.14)

Computación Digital: Empezando con las ecuaciones (1.13)

y (1.14), y desarrollándolas:

$$\begin{aligned} \theta_n^D &= \theta_n^I \\ T_n^D &= \theta_n^I (i\omega c_n - \omega^2 J_n) + T_n^I \end{aligned} \quad (1.15)$$

$$\theta_n^I = \theta_{n-1}^D + \frac{T_{n-1}^D}{(K+i\omega g)_n} \quad (1.16)$$

$$T_n^I = T_{n-1}^D \quad (1.17)$$

El siguiente es un diagrama de flujo que se puede usar ; en Sistemas Longitudinales y Torsionales, para el cálculo de frecuencias naturales, haciendo 50 iteraciones:

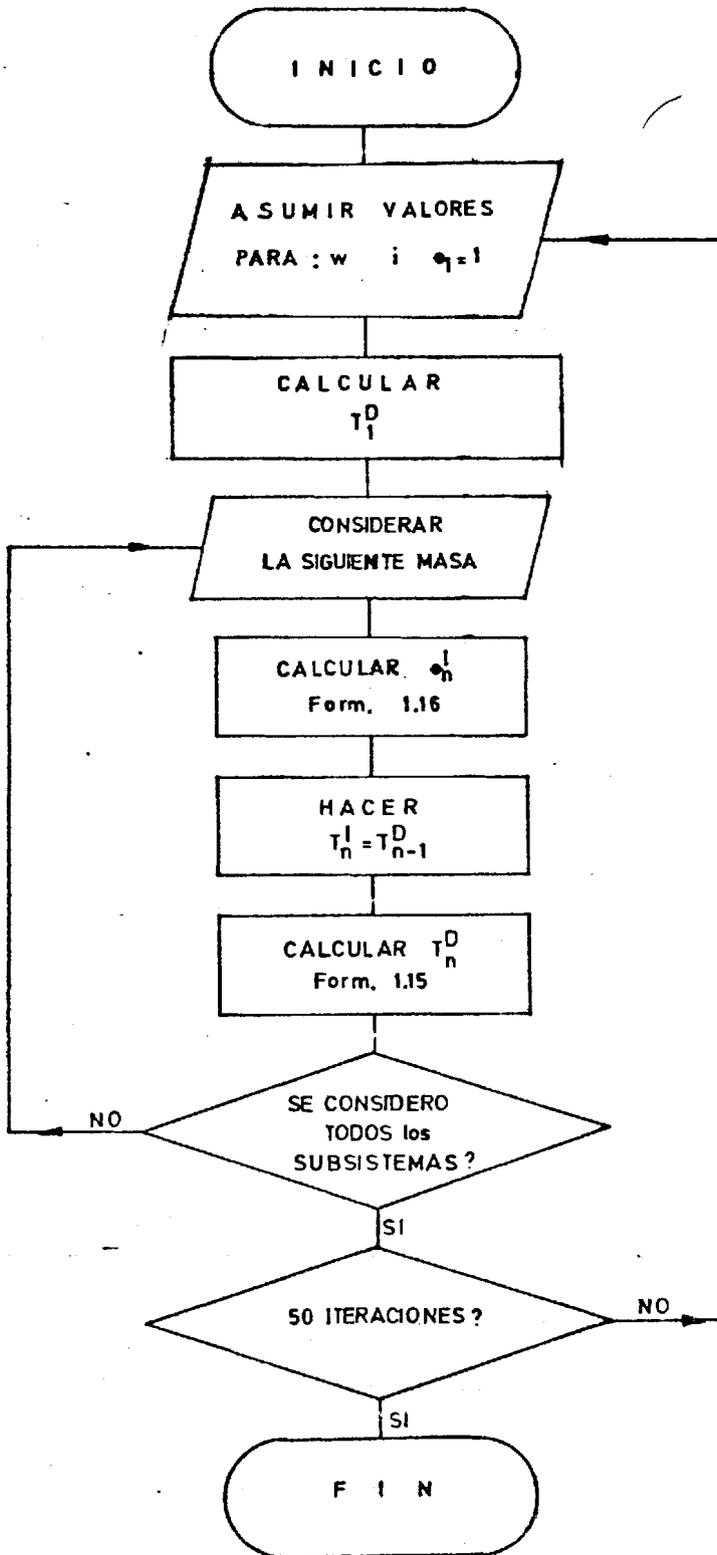


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL METODO DE HOLZER

FIG. 1.7

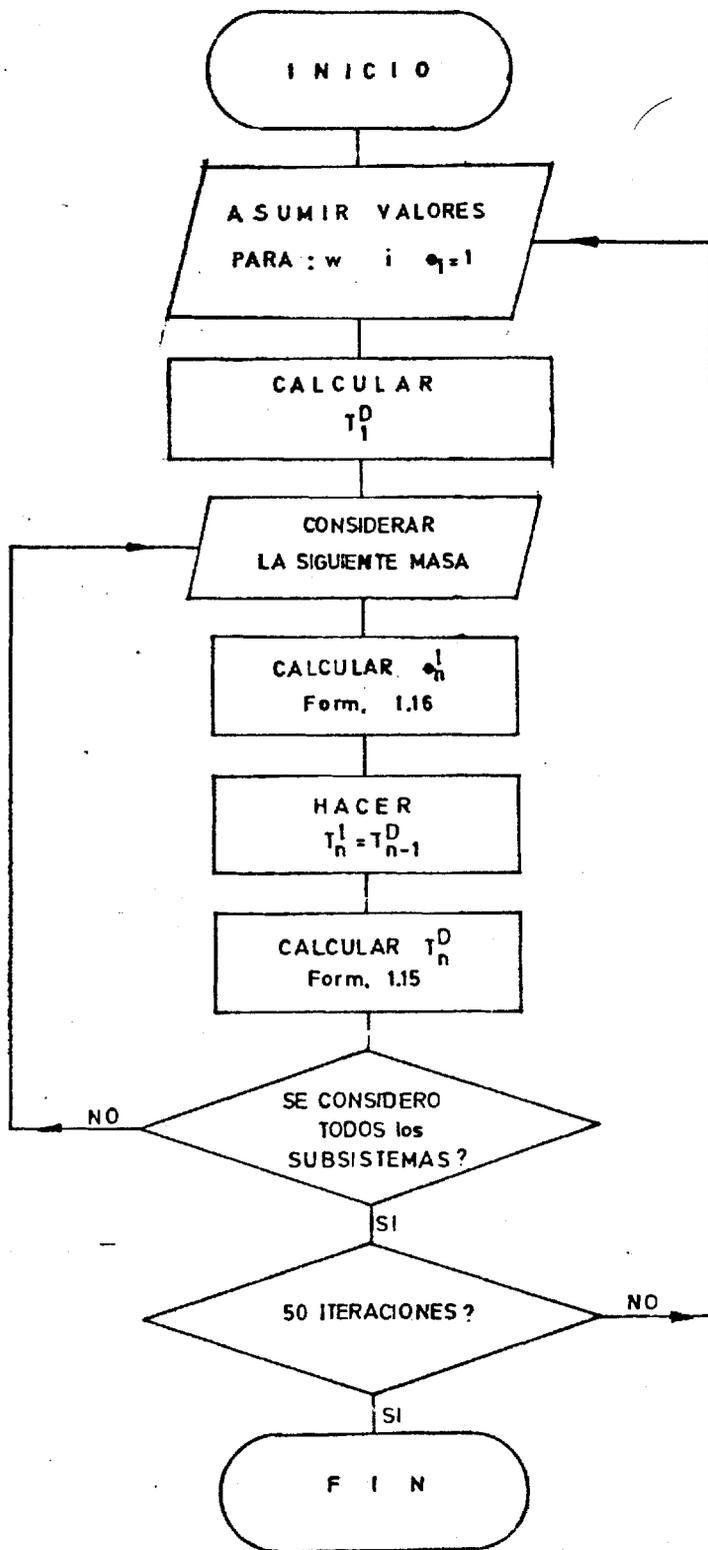


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL METODO DE HOLZER

FIG. 1.7

1.1.1b. Cálculo de Inercia, de cada Estación y del Volante del Cigüeñal.

Vamos a hacer una idealización de la biela, para simplificar su configuración, de manera que el cálculo sea lo menos engorroso posible; para ello vamos a reemplazar - la biela por dos masas concentradas en sus extremos: una parte con movimiento recíproco:  $m_{rec}$  y la otra con movimiento rotacional:  $m_{rot}$ , de tal manera que la nueva estructura tenga la misma masa y la misma posición del Centro de Gravedad, y que describa la misma trayectoria que la primitiva, [10]. Con precisión suficiente, [3] se pueden recomendar las siguientes proporciones:

$$m_{rec}/m_B = 0.40 \quad (1.18)$$

$$m_{rot}/m_B = 0.60 \quad (1.19)$$

$m_B$ : Masa de la Biela

$m_{rec}$ : Masa de una parte de la biela, que se asume sólo tiene movimiento recíproco.

$m_{rot}$ : Masa de una parte de la biela, que se asume sólo tiene movimiento rotativo.

-Inercia del Mecanismo de Manivela.- Consta de dos partes, la contribución de los elementos que rotan y la de los que tienen movimiento recíproco. La primera es de fácil cálculo, mientras que la segunda no es constante

durante todo el movimiento.

Para aproximar la inercia de las partes con movimiento alternativo, consideremos el sistema en las dos posiciones, como se ven en la fig. 1.8, en la cual el cigüeñal está oscilando con pequeñas amplitudes torsionales.

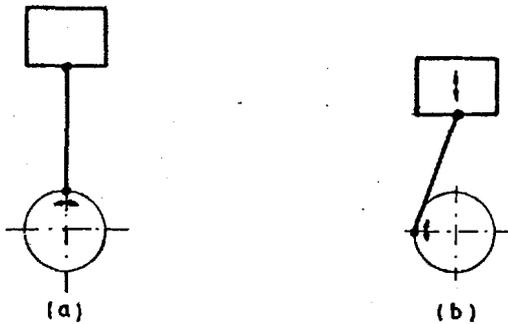


FIG. 1.8  
DETERMINACION DE LA INERCIA DE LA MASA RECIPROCA

En (a), casi no hay desplazamiento vertical del émbolo, y por tanto, la inercia es 0; mientras que en (b), el movimiento del émbolo prácticamente iguala al movimiento del pasador de la manivela, de manera que en esta posición la inercia será:

$$I_{rec} = m_{rec} r^2 \quad (1.20)$$

$r$  : Radio de la Manivela

Considerando un promedio de estas dos inerciales y considerando la inercia de las partes con movimiento rotacional, la inercia del mecanismo de manivela es, [10] :

$$I = I_{rot} + 1/2 \cdot m_{rec} r^2 \quad (1.21)$$

Por experiencia personal, sabemos que es difícil obtener datos sobre dimensiones y pesos de los elementos internos del motor, por ello a continuación damos relaciones aproximadas para poder calcular la inercia de dichos elementos.

Según [17], podemos aproximar las masas del émbolo y de la biela, para motores diesel, utilizando las siguientes relaciones empíricas:

Material del émbolo	$m_e/F_e$ [gr/cm <sup>2</sup> ]	$m_b/F_e$ [gr/cm <sup>2</sup> ]
Aleación ligera	20 ÷ 25	30 ÷ 40
Función gris	25 ÷ 40	30 ÷ 40
$F_e$ : Area del Embolo Tabla I		

También según [17], podemos aproximar las dimensiones de cada estación del cigüeñal, utilizando las relaciones empíricas de la tabla II, en la cual:

$D$  : Diámetro de los cilindros.

Distancia entre los puntos medios de los cojinetes de apoyo (longitud del tramo) para los cigueñales con apoyos en cada espacio entre bielas. $l$	(1,10 1,40) D
Diámetro de los muñones de biela $d_{m.b}$	(0,57 0,85) D
Longitud de los muñones de biela $l_{m.b}$ : de los motores en línea.	(0,7 1,0) $d_{m.b}$
de los motores en V con las bielas colocadas una al lado de la otra en cada muñón	(0,95 1,00) $d_{m.b}$
Diámetro de los muñones de apoyo $d_{m.a}$ :	(0,65 0,90) $d_{m.b}$
Longitud de los muñones de apoyo $l_{m.a}$ : intermedios	(0,45 0,60) $d_{m.a}$
Extremos o medios	(0,70 0,85) $d_{m.a}$
Diámetro del orificio interno $d_0$	(0,60 0,75) $d_{m.b}$
Espesor de los brazos e	(0,24 0,28) F
Anchura de los brazos b	(1,10 1,3) D
Radio de las aristas huecas (no menor de 2-3 mm)	(0,045 0,08) $d_{m.b}$

RAZONES EMPIRICAS PARA DIMENSIONAR UN CIGUENAL

Tabla II

Distancia entre los puntos medios de los cojinetes de apoyo (longitud del tramo) para los cigueñales con apoyos en cada espacio entre bielas.  $L$

(1,10 1,40) D

Diámetro de los muñones de biela  $d_{m.b}$

(0,57 0,85) D

Longitud de los muñones de biela  $L_{m.b}$ : de los motores en línea.

(0,7 1,0)  $d_{m.b}$

de los motores en V con las bielas colocadas una al lado de la otra en cada muñón

(0,95 1,00)  $d_{m.b}$

Diámetro de los muñones de apoyo  $d_{m.a}$ :

(0,65 0,90)  $d_{m.b}$

Longitud de los muñones de apoyo  $L_{m.a}$ : intermedios

(0,45 0,60)  $d_{m.a}$

Extremos o medios

(0,70 0,85)  $d_{m.a}$

Diámetro del orificio interno  $d_0$

(0,60 0,75)  $d_{m.b}$

Espesor de los brazos  $e$

(0,24 0,28) F

Anchura de los brazos  $b$

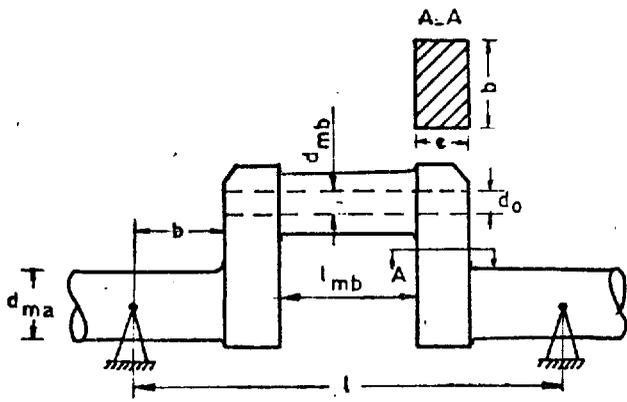
(1,10 1,3) D

Radio de las aristas huecas (no menor de 2-3 mm)

(0,045 0,08)  $d_{m.b}$

RAZONES EMPIRICAS PARA DIMENSIONAR UN CIGUENAL

Tabla II



ESTACION DEL CIGUENAL

FIG. 1.9

Inercia de los Contrapesos.- Durante el desarrollo del presente trabajo, entramos en contacto con alrededor de 10 buques pesqueros, de los cuales, 9 estaban equipados con motores de 6 cilindros en línea y 4 tiempos, lo cual nos da una idea del alto grado de utilización de este motor, por ello presentamos aquí un cálculo resumido del balance de dicho motor, [10], [17]:

Tomando de [10], las expresiones para las fuerzas de inercia y centrífuga:

$$F_w = m_{rec} \cdot \omega^2 \cdot r [\cos \omega t + r/l \cdot \cos 2\omega t] \tag{1.22}$$

$F_w$  : Fuerza de Inercia

$$F_c = m_{rot} \cdot \omega^2 \cdot r \tag{1.23}$$

$F_c$  : Fuerza centrífuga

La fuerza de inercia consta de 2 términos, de primero y segundo orden (Con frecuencia igual al doble de la de rotación).

Considerando el motor antes mencionado, con manivelas a  $120^\circ$ , [17]:

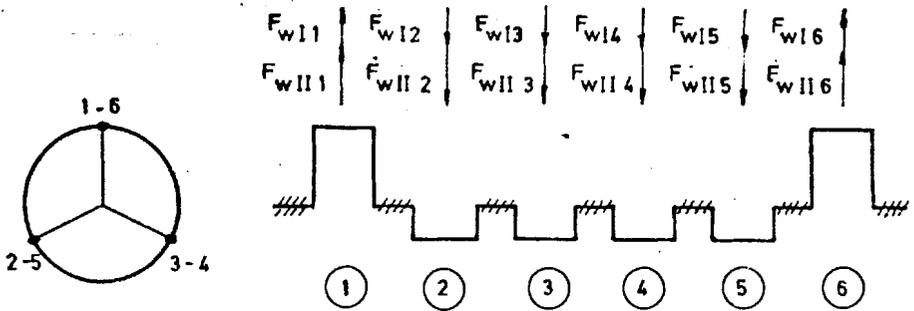
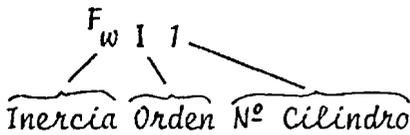


FIG. 1.10  
ANÁLISIS DE FUERZAS EN UN CIGUENAL

La notación utilizada es la siguiente:



Tomando de [17], las sumatorias de fuerzas y de los momentos de estas fuerzas, todas las cuales están en equilibrio:

Fuerzas de Inercia de Primer Orden:

$$\sum F_{wIi} = 0 \quad (1.24)$$

Fuerzas de Inercia de Segundo Orden:

$$\sum F_{wIIi} = 0 \quad (1.25)$$

Fuerzas Centrífugas:

$$\sum F_{ci} = 0 \quad (1.26)$$

Momento de las Fuerzas de Inercia  
de Primer Orden:

$$\sum M_{w I i} = 0 \quad (1.27)$$

Momento de las Fuerzas de Inercia  
de Segundo Orden:

$$\sum M_{w II i} = 0 \quad (1.28)$$

Momento de las Fuerzas Centrífugas:

$$\sum M_{c i} = 0 \quad (1.29)$$

Como podemos ver, este motor está totalmente equilibrado (se dice que un motor está equilibrado, si con un régimen estable, las fuerzas y momentos que actúan sobre sus apoyos son constantes en magnitud o iguales a cero).

Si bien es cierto que en conjunto el motor está equilibrado, cada estación y por ende sus cojinetes de apoyo, soportan la fuerza centrífuga y para contrarrestar sus efectos, se colocan contra-pesos en cada uno de los codos sobre los cojinetes.

Vamos a considerar que tratamos de anular la acción de las fuerzas centrífugas sobre los cojinetes del cigueñal, para lo cual, debemos colocar contra-pesos a una distancia del eje, de tal manera que:

$$m_{rot} \cdot R = m_{cp} \cdot p / 2 \quad (1.30)$$

$m_{cp}$  : Masa del Contra-Peso

$R$  : Radio de la Manivela

$\rho$ : Ubicación Radial del Centro de Gravedad del Contrapeso.

Si aproximamos  $\rho$  a  $R$ , para considerar la contribución de los contrapesos a la inercia de la estación, deberemos duplicar el valor de la Inercia de las masas rotativas ya calculadas.

Inercia del Volante.- [18].

Las dimensiones del cigueñal están proyectadas para dar un grado deseado de regularidad en la marcha del motor, de manera que las consideraciones de resistencia sólo limitan alguna de sus dimensiones.

El grado de regularidad ( $\mu$ ), es la relación entre la diferencia de las velocidades máxima y mínima del eje en una posición, y la velocidad promedio  $v_m$  de una vuelta.

$$\mu = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_m} \quad (1.31)$$

Puede suponerse sin gran error:

$$V_m = (V_{\max} + V_{\min}) / 2 \quad (1.32)$$

A partir de estas dos relaciones:

$$V_{\max} = V_m + \mu V_m / 2 \quad (1.33)$$

$$V_{\min} = V_m - \mu V_m / 2$$

Los valores más convenientes de  $\mu$ , dependen del servicio a realizar por la máquina; el grado de regularidad medio empleado con éxito en la práctica para propulsión de buques es 1:30, [18].

Una de las funciones del volante es absorber una cierta cantidad de trabajo durante el período en que el par motor es mayor que el par resistente y ceder la misma cantidad en aquellos momentos en que el par resistente predomina sobre el par motor. Esta cantidad de energía alternativamente almacenado o cedido tiene un valor:

$$\begin{aligned} T &= M V_{m\acute{a}x}^2 / 2 - M V_{m\acute{i}n}^2 / 2 \\ &= M (V_{m\acute{a}x} + V_{m\acute{i}n}) (V_{m\acute{a}x} - V_{m\acute{i}n}) / 2 \end{aligned} \quad (1.34)$$

Teniendo en cuenta (1.31) y (1.32):

$$T = \mu M V_m^2 \quad (1.35)$$

M: Masa de la Corona

$v_m$ : Velocidad media del centro de Gravedad de la Sección

Si decimos que:

P : Peso de la Corona M.g

D : Diámetro del Círculo que contienen los CG

n : Revoluciones por minuto del cigüeñal

$$V_m = \frac{\pi n D}{60} \quad (1.36)$$

Reemplazando en (1.35):

$$T = \frac{P}{g} \left[ \frac{\pi D n}{60} \right]^2 \mu = \frac{P D^2 n^2 \mu}{3581} \quad (1.37)$$

En máquinas semejantes y con el mismo número de cilindros, el trabajo T en exceso y en defecto del trabajo resistente, es proporcional a este, de modo que si  $p_e$  representa la presión media efectiva A el área del pistón y H la carrera:

$$T = K \cdot A \cdot p_e \cdot H = P \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \mu / 3581$$

$$PD^2 = 3581 K A P_e H / (n^2 \mu) \quad (1.38)$$

y teniendo en cuenta la ecuación que define la potencia efectiva:

$$PD^2 = K N_e / (n^3 \mu) \quad (1.39)$$

En la tabla III, se dan valores para K, [18]:

Numero de cilindros	4 Tiempos simple efecto	2 Tiempos simple efecto
5	$4,5 \times 10^6$	$0,5 \times 10^6$
6	$1,5 \times 10^6$	$0,3 \times 10^6$
7	$2,0 \times 10^6$	-
8	$1,2 \times 10^6$	-

FACTOR K PARA EL CALCULO DE LA INERCIA DEL VOLANTE

Tabla III

En la fórmula (1.39), P está en Kg y D en metros.

Para llegar finalmente al momento polar de inercia:

$$J = M(D/2)^2 = PD^2 / (4g) \quad (1.41)$$

Los cálculos anteriores son para la corona exterior, que realiza aproximadamente el 90 por ciento del efecto regulados, quedando el resto a desarrollar por el plato y el núcleo del volante: así pues, el peso total de esta pieza resulta de 1.10 veces el deducido de la fórmula (1.39).

Aproximando el CG del plato a R/2, la Inercia aproximada del volante estaría dada por

$$J_v = 1.03 \cdot PD^2 / (4g) \quad (1.42)$$

### 1.1.1c. Cálculo de la Inercia de los Engranajes del Reductor.

El procedimiento que se explica a continuación es aproximado, puesto que esta información técnica no es proporcionada por los distribuidores de motores marinos; fue obtenida a partir de una medición real en un reductor fuera de uso.

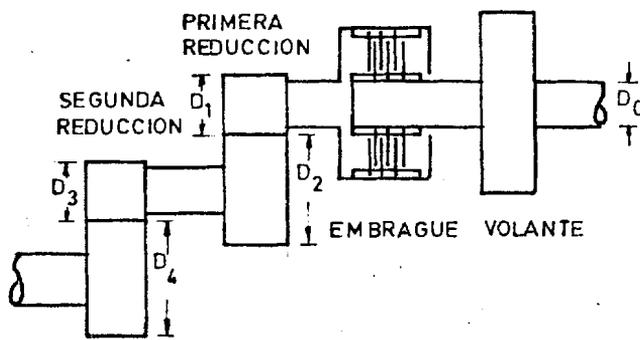


FIG. 1.11  
REPRESENTACIÓN DEL REDUCTOR

Sea la reducción total:  $n$ , la cual se cumple en 2 etapas, de tal manera que:

$$n = n_1 \times n_2 \quad (1.43)$$

Asumimos:

$$D_1 = P_1 \times D_0 \quad (1.44)$$

$$P_1 \cong 1.15 \quad (\text{a partir de medición real})$$

$$D_2 = n_1 \times D_1 \quad (1.45)$$

Asumiendo:

$$D_3 = P_3 \times D_0 \quad (1.46)$$

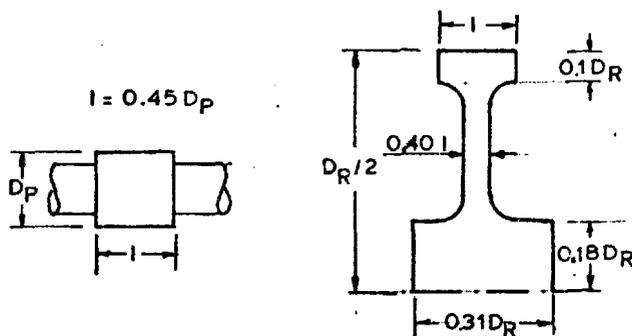
$$P_3 \cong 1.25 \quad (\text{a partir de medición real})$$

$$D_4 = n_2 \times D_3 \quad (1.47)$$

(Ver notación en la figura 1.12)

Habiendo determinado los diámetros externos, vamos a considerar la geometría de los piñones y ruedas para llegar a la Inercia que es el parámetro que deseamos calcular:

A partir de mediciones reales, asumimos una forma común a los piñones y otra para las ruedas, con las siguientes características en la medición real ya mencionada:

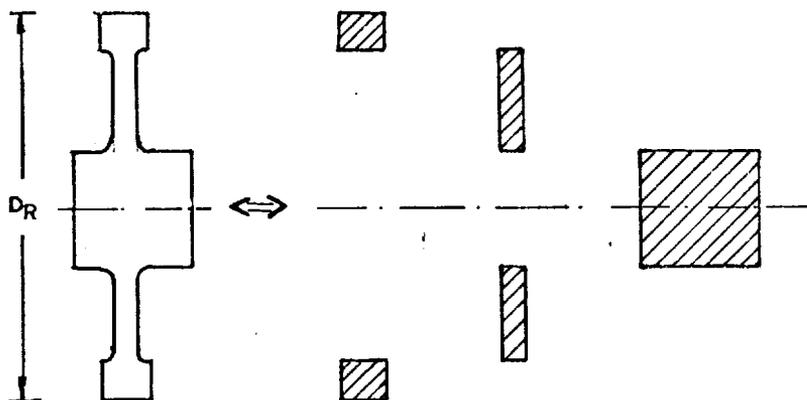


### RAZONES EMPIRICAS PARA DIMENSIONAR LA RUEDA Y EL PINON

FIG. 1.12

$$J_{\text{Piñón}} = \pi \cdot D^4 \cdot l \cdot \gamma / 32 \quad (1.48)$$

Para calcular la Inercia de la rueda, vamos a dividirla en 3 partes:



DETERMINACION DE LA INERCIA DE LA RUEDA

FIG. 1.13

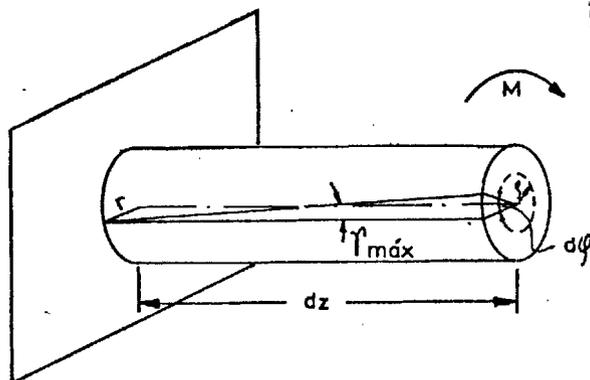
$$J_{\text{Rueda}} = \pi D_R^4 / 32 [ 0.61 + 0.005 D_R ] \gamma \quad (1.49)$$

$\gamma$ : Peso específico del material

Como ya se mencionó anteriormente, estas proporciones - pueden variar según el fabricante, pero serán de mucha utilidad a la falta de información técnica al respecto. Para una mayor precisión es aconsejable hacer más mediciones y promediar con las dadas en este trabajo. En lo concerniente al número de reducciones parciales,

el más común en nuestro medio es 2; en caso de toparse con 3 reducciones parciales lo recomendable sería dimensionar las 2 primeras según fórmulas (1.44) ÷ (1.47); y luego repetir el proceso con la segunda y tercera reducciones parciales.

#### 1.1.1.d Cálculo de la Rigidez Torsional de un Eje Circular.



RIGIDEZ TORSIONAL DE UN EJE CIRCULAR  
FIG. 1.14

Tenemos un eje de sección constante, al cual le aplicamos un momento  $M$ , fig. (1.14).

Por geometría:

$$\gamma = \int \frac{d\phi}{dz} \quad (1.50)$$

Según la ley de Hooke para el deslizamiento:  $T = G\gamma$

$T$  : Tensión constante

$G$  : Módulo de Rigidez Transversal

$\gamma$  : Deformación tangencial

Aplicando: (1.50):

$$T = G \int \frac{d\varphi}{dz} \quad (1.51)$$

Analizando el equilibrio en una sección cualquiera de la barra.

$$M - \int_F T \, dF = 0$$

$T \int dF$ : Momento de torsión de las fuerzas interiores que actúan sobre el área  $dF$

Introduciendo (1.51): 
$$M - \int_F G \frac{d\varphi}{dz} \int^2 dF = 0$$

Por definición sabemos que:

$$\int_F \int^2 dF : \text{Momento Polar de Inercia de la Sección ; } J_p$$

Luego: 
$$\frac{d\varphi}{dz} = M / (G J_p)$$

Es nuestro caso, barra circular de Diámetro constante, tanto  $J_p$  como  $G$  son constantes y:

$$\varphi(l) = Ml / (G J_p) + C$$

Para evaluar la constante de integración:

Para  $l = 0$ ,  $\varphi = 0$ , luego  $C = 0$

Por definición, la Rigidez Torsional es el Momento que debemos aplicar a un eje para obtener una deformación unitaria, luego

$$K = G J_p / L \quad (1.52)$$

$L$  : Longitud de la Barra

### 1.1.1e. Peso e Inercia de la Hélice.

Definamos primero el radio de giro de una masa  $m$  que ro  
ta:  $\bar{r}$ ,

$$J = \bar{r}^2 m \quad : \text{Momento de Inercia del cuer} \\ \text{po}$$

En el caso de un disco sólido:  $J = \int \int \int r^2 dA dl$

$$\text{Momento Polar de Inercia de la Sección: } J_A = \frac{\pi D^4}{32}$$

Luego:

$$J = \int J_A t \quad \text{espesor del disco} \quad (1.53)$$

$$J/m = R^2/2 = \bar{r}^2 \quad : \text{Por definición}$$

$$\text{Luego: } \bar{r} = 0.707R$$

Debido a la distribución de masas en una hélice:

$$\bar{r}_{hel.} < \bar{r}_{disco} \quad (1.54)$$

Como práctica general, se toma:  $\bar{r}_{hel} \cong (0.5 + 0.6)R$

En la figura I.16, se presentan en función del diámetro, el peso y la inercia de hélices. En el gráfico de los pesos, se plotearon los datos disponibles sobre hélices en nuestro medio, y concordaron bastante bien con las demás hélices; tomando este resultado como base y dada la ausencia de otros datos, asumimos que la curva de las inercias en función del diámetro es buena para las héli-

ces en nuestro medio.

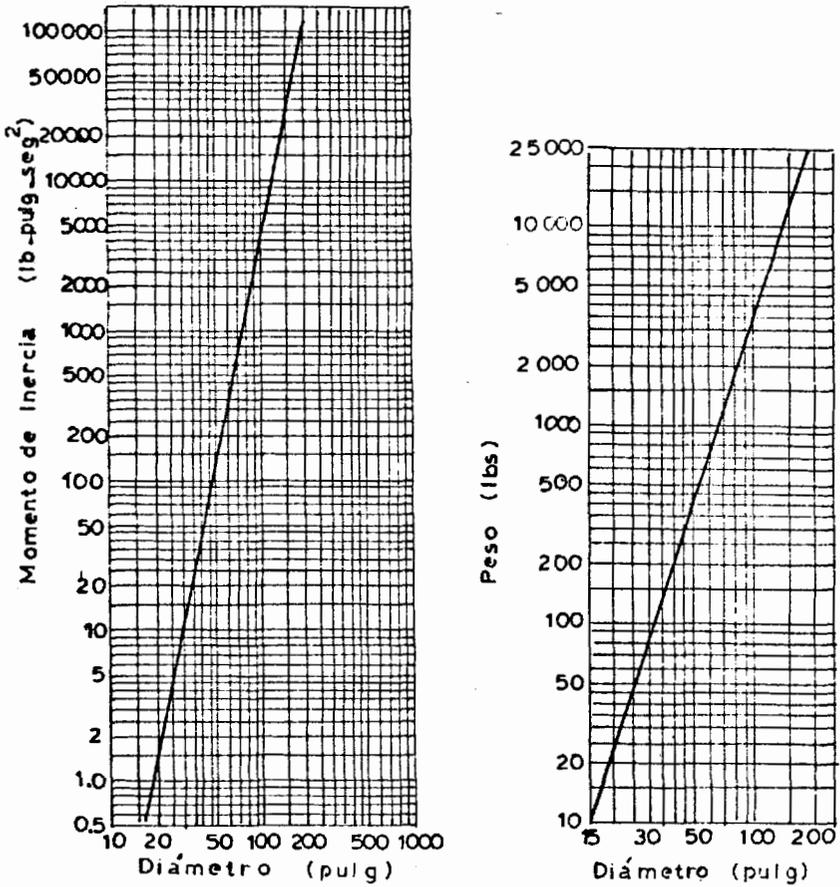


FIG. 1.16

MOMENTO DE INERCIA Y PESO DE LA HELICE EN FUNCION DEL  
DIAMETRO DE LA MISMA

A la inercia de la hélice debemos aumentar la inercia de la masa añadida, la cual según [2] puede to -

marse como el 25% de la inercia de la hélice.

- 1.1.1f. Rigidez de las Estaciones de las Estaciones del cigüeñal. El cigüeñal de la fig. 1.9., puede considerarse como "normal". La base de la derivación de la fórmula de la rigidez, es decir, las deflexiones en un cigüeñal, incluyen - las deflexiones en el eje, en el pasador y en las manivelas.

En [25], encontramos la siguiente fórmula empírica:

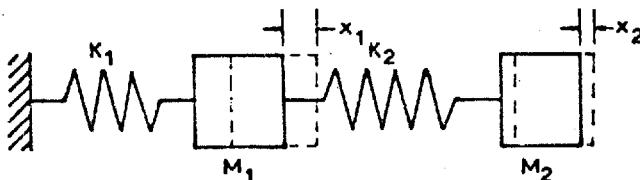
$$K = \frac{\alpha G}{\frac{1mb+e}{H_c} + \frac{2b+e}{H_s}}$$

En la Cual:

$\alpha$ : Constante empírica calculada en base a pruebas experimentales. Para ejes marinos, varía entre 1.1 para ejes sólidos, de alma ancha y sin biselar, hasta 0.85 en ejes huecos y de considerable biselaje.

### 1.1.2. Vibración Longitudinal del Sistema Propulsor

- 1.1.2a. Ecuación para el Cálculo de la Frecuencia Natural. Sea el sistema:



Planteando las ecuaciones de equilibrio de las fuerzas:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 &= -K_1 x_1 - K_2(x_1 - x_2) \\ M_2 \ddot{x}_2 &= K_2(x_1 - x_2) \end{aligned} \quad (1.55)$$

Asumamos que el movimiento es modal:

$$\begin{aligned} x_1 &= A_1 e^{i\omega t} \\ x_2 &= A_2 e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (1.56)$$

$$\begin{aligned} -M_1 \omega^2 A_1 + K_1 A_1 + K_2(A_1 - A_2) &= 0 \\ -M_2 \omega^2 A_2 - K_2(A_1 - A_2) &= 0 \end{aligned} \quad (1.57)$$

Rearreglando el sistema:

$$\begin{aligned} A_1(K_1 + K_2 - M_1 \omega^2) + A_2(-K_2) &= 0 \\ A_1(-K_2) + A_2(K_2 - M_2 \omega^2) &= 0 \end{aligned} \quad (1.58)$$

Resolviendo el sistema para  $A_1$  y  $A_2$ ; para que haya solución no-trivial, es necesario que el determinante de la matriz de los coeficientes sea cero:

$$\begin{vmatrix} (K_1 + K_2 - M_1 \omega^2) & -K_2 \\ -K_2 & (K_2 - M_2 \omega^2) \end{vmatrix} = 0$$

$$\begin{aligned} \lambda &= M_2 K_1 + M_2 K_2 + M_1 K_2 \pm \sqrt{(M_2 K_1 + M_2 K_2 + M_1 K_2)^2 - \dots} \\ &\dots \frac{4 M_1 M_2 K_1 K_2}{(2 M_1 M_2)} \end{aligned} \quad (1.59)$$

Haciendo:  $\omega^4 = \lambda^2$

1.1.2b Cálculo de la Rigidez de las bases de la Máquina Principal y Cojinete de Empuje.- El procedimiento, [27], contem-

pla el cálculo de la deflexión rotacional del fondo y - las deflexiones por flexión y corte de la base, partien do de una carga unitaria axial. Todas estas deflexio - nes se combinan para calcular la rigidez total de la ba se.

-Deflexión Rotacional del Fondo y de la Base.- Se calcu la, asumiendo que el fondo y la estructura de la base - forman una viga que está simplemente soportada en los mamparos en cada extremo de la sala de máquinas.

Para compensar el no-considerar el efecto de las cuader nas y la extensión del fondo más allá de los mamparos, se incrementa ligeramente el ancho efectivo del fondo; este ancho, considerado como efectivo se extiende generalmente 1 ó 2 longitudinales más allá del punto más an cho de la base.

Una vez escogido el ancho efectivo de la viga, debemos dividirla en suficientes secciones para calcular el eje neutro y luego el momento de inercia de cada una de e - llas.

Se aplica sobre la viga un momento compuesto por una - carga axial unitaria y la distancia entre el eje neutro de la sección del cojinete de empuje y la línea del centr

tro del eje.

De este modo se puede calcular la pendiente resultante bajo la almohadilla de empuje. Multiplicando la pendiente calculada por la distancia desde el eje neutro a la línea de acción del empuje, la deflexión axial del cojinete de empuje debido a la rotación del fondo puede obtenerse, ver Fig. 1.18.

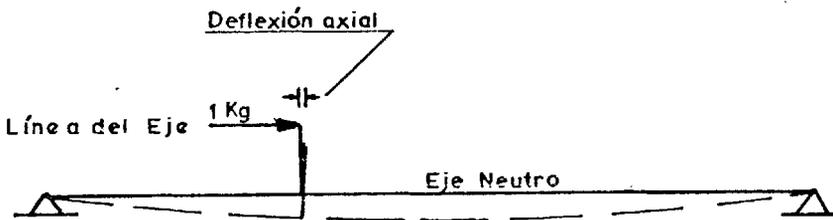


FIG. 1.18

#### FLEXIBILIDAD DE LA BASE DE LA MAQUINA PRINCIPAL

Aplicando el Teorema del Area de Momentos para calcular la pendiente de la viga:

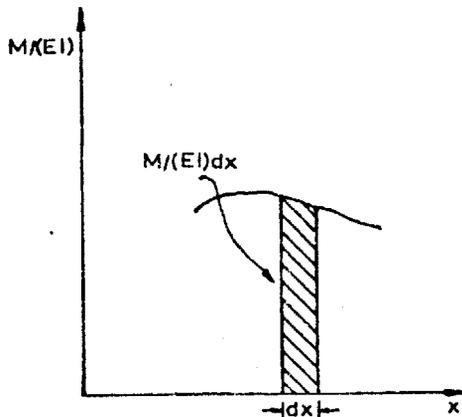


FIG. 1.19

$$\Delta\theta_{BA} = \theta_B - \theta_A = \int_A^B M/(EI) dx \quad (1.60)$$

$\Delta\theta_{BA}$  : Angulo entre la tangente en B, respecto de la tangente en A.

M : Momento Flector

E : Módulo de Elasticidad

I : Inercia de la Sección

El ángulo entre las tangentes, (Medido en radianes), a dos puntos A y B de la curva elástica, es numéricamente igual al área del diagrama de momento flexionante  $M/(EI)$ , limitada por las ordenadas correspondientes a A y B. Si la suma de las áreas elementales entre dos puntos cualesquiera como A y B es positiva, la tangente de la derecha en B ha girado en sentido contrario a las manecillas del reloj, respecto a la tangente en A. [6].

-Deflexión por Flexión y Corte de la Base del Cojinete de Empuje.- Estas deflexiones se refieren únicamente a la estructura sobre el fondo interior.

La deflexión por corte es resistida por los longitudinales de la base; y las planchas atravesadas en el plano horizontal sirven para transmitir la carga a los longitudinales adyacentes.

En la deflexión por flexión, tanto los longitudinales como las planchas verticales atravesadas colaboran en el módulo seccional.

En el caso de un cojinete de empuje ubicado en una caja reductora, la deflexión por flexión es muy pequeña comparada con la deflexión por corte, y se introduce sólo un pequeño error si la despreciamos.

En el caso de buques de madera, la máquina principal se asienta sobre unos suplementos de poco espesor relativo, sobre las llamadas Bases de la Máquina, que corren a lo largo de toda la estructura del buque, por lo que el valor de la deformación por corte será muy pequeña y por tanto despreciable.

### 1.2.2c Rigidez Longitudinal del Eje.-

Recordando la Ley de Hooke:

$$\sigma = E \epsilon \quad (1.61)$$

$\sigma$ : Tensión:  $P/A$

$E$ : Módulo de Elasticidad

$\epsilon$ : Deformación /  $L$ :  $\delta / L$

Reemplazando:  $P/A = E \delta / L$

Por definición, la Rigidez es la fuerza necesaria  $P$ , para producir una deformación, unitaria.

$$P = EA / L \quad (1.62)$$

### 1.1.3. Vibración Lateral del Sistema Propulsor

1.1.3a Ecuación General de Vibración Lateral de Ejes y Método de Diferencias Finitas para su Solución.- Consideremos un e lemento de la viga flectada en equilibrio, fig (1.20), en la cual  $V$  y  $M$  son la Fuerza Cortante y el Momento Flector respectivamente.

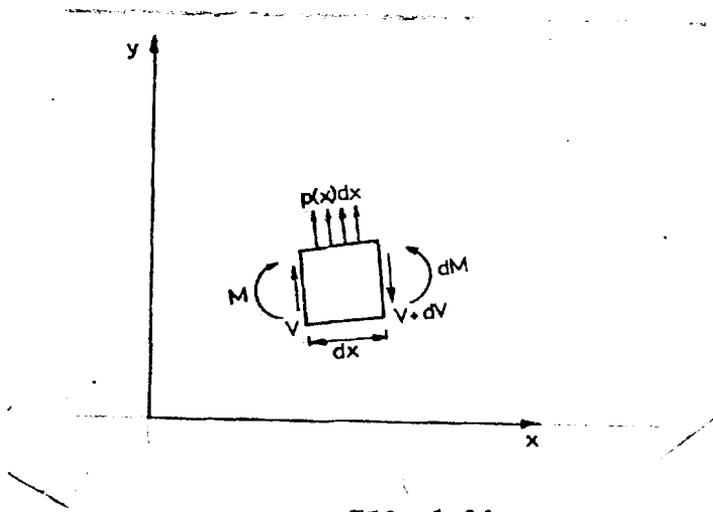


FIG. 1.20

Según el Teorema del Area-Momento, [30]:

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = \frac{dV}{dx} = p(x) \quad (1.63)$$

Además, de [30] una ecuación general sobre flexión de vigas:

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (1.64)$$

Luego:

$$\frac{d^2}{dx^2} (EI \frac{d^2 y}{dx^2}) = p(x) \quad (1.65)$$

$p(x)$ : Carga por unidad de longitud de la viga.

En el caso de vibración libre, [31], la carga por unidad es igual a la carga de inercia debida a su aceleración:

$$p(x) = \underbrace{w/g\omega^2}_{\text{peso/longitud}} y$$

Reemplazando este resultado:

$$EI d^4y/dx^4 - w/g\omega^2 y = 0 \quad (1.66)$$

-Efecto de la Inercia Rotativa y de la Deformación por Corte. [31] [11]

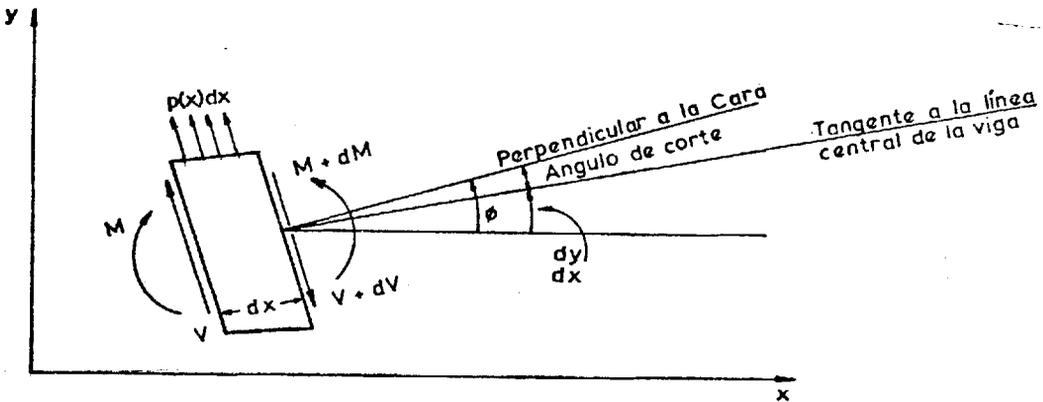


FIG. 1.21

Debido al Corte, el elemento rectangular, tiende a deformarse, sin rotar las caras, de manera que la pendiente original, disminuye hasta llegar a un valor  $dy/dx$ .

La deformación tangencial por corte, según [26]:

$$\phi - dy/dx = V/(A \cdot G) \quad (1.67)$$

y recordando la ecuación (1.64):  $d\phi/dx = M/(EI)$

A : Area de la Sección

G : Módulo de Corte

Considerando ahora las condiciones dinámicas del sistema, es decir al igualar las sumatorias de fuerzas y cargas, - al producto de la inercia ó masa, respectivamente, por la aceleración:

$$J \ddot{\varphi} = dM/dx - V \quad (1.68)$$

$$m \ddot{y} = -dV/dx + p(x,t) \quad (1.69)$$

$J$  y  $m$  son la Inercia Rotacional y la masa de la viga, - por unidad de longitud.

Sustituyendo las dos ecuaciones elásticas, en las dinámicas:

$$\frac{d}{dx} (EI d\varphi/dx) + AG(dy/dx - \varphi) - J \ddot{\varphi} = 0 \quad (1.70)$$

$$m y - \frac{d}{dx} [AG(\frac{dy}{dx} - \varphi)] - p(x,t) = 0 \quad (1.71)$$

Eliminando  $\varphi$ , y considerando que la sección permanece constante

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - (J + EIm/(AG)) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{Jm}{AG} \frac{\partial^4 y}{\partial t^4} + J/AG \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{EI}{AG} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = p(x,t) \quad (1.72)$$

Dado que la carga exterior  $p(x,t)$  no existe, y que el movimiento vibratorio es de tipo modal:

$$y(x,t) = Y(x) \cos wt \quad (1.73)$$

$$\text{Luego: } \frac{\partial^4 y}{\partial x^4 \partial t^2} = -w^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = w^4 y$$

Reemplazando estos resultados:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + (J + \frac{EIm}{AG}) w^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + (\frac{Jw^2}{AG} - 1) m w^2 y = 0 \quad (1.74)$$

Para resolver esta ecuación diferencial, se debe utilizar algún método numérico, en el cual se pueda incluir en el planteo de ecuaciones, las condiciones de nuestro sistema, esto es que las deformaciones del eje en los descansos, son nulas. Un método que cumple con esta característica es de diferencias finitas:

-Método de Diferencias Finitas.- [3], [11]

Transformamos las ecuaciones diferenciales, a un conjunto de ecuaciones algebraicas simultáneas, las cuales serán resueltas por métodos conocidos.

Consideremos una función  $y(x)$ , fig. 1.22, de la cual vamos a aproximar su primera derivada, evaluada en el punto

$x_i$ :

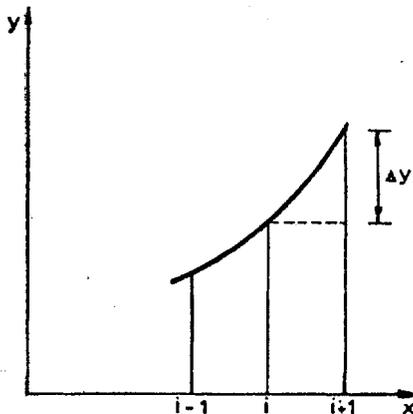


FIG. 1.22

APROXIMACION DE LA PRIMERA DERIVADA

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_i = \frac{1}{h} (y_{i+1} - y_i)$$

(1.75)

$$h = x_{i+1} - x_i$$

La segunda derivada:  $\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{d}{dx} \left( \frac{dy}{dx} \right)$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{1}{h^2} (y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1}) \quad (1.76)$$

En la misma forma, la cuarta derivada:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} = \frac{1}{h^4} (y_{i+2} - 4y_{i+1} + 6y_i - 4y_{i-1} + y_{i-2}) \quad (1.77)$$

Además de las expresiones para las derivadas, debemos expresar matemáticamente las condiciones de frontera del sistema. Las dos condiciones de frontera que tenemos en nuestro sistema son:

a. Simplemente Soportado (En la salida del reductor)

[31]:

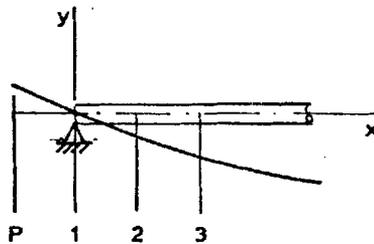


FIG. 1.23

Según nuestro sistema de referencia:

$$y_1 = 0$$

Además, el momento flector en 1 debe ser nulo, luego:

Aplicando diferencias finitas:  $\frac{d^2 y}{dx^2} = 0$

$$\frac{1}{h^2} (y_2 - 2y_1 + y_p) = 0 \Rightarrow y_p = -y_2 \quad (1.78)$$

b. Extremo Libre (En el extremo de la hélice):

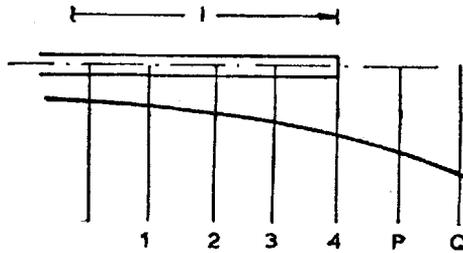


FIG. 1.24

En este extremo, el momento flector y la fuerza con  
tante, se anulan:

$$d^2y/dx^2=0 \Rightarrow y_p = 2y_4 - y_3 \quad (1.79)$$

$$d^3y/dx^3=0 \Rightarrow y_q = 4y_4 - 4y_3 + y_2 \quad (1.80)$$

### 1.1.3b Efectos Giroscópicos. [10].

Un giróscopo es un cuerpo que rota muy rápido y del cual el eje de rotación gira lentamente.

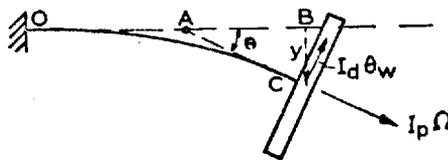


FIG. 1.25

EJE CON DISCO EN EL EXTREMO C

Notación:

$\Omega$  (alta) Velocidad Angular de Rotación del Disco

$\omega$  (baja) Velocidad Angular de Remolineo de la Línea Central del Eje.

$I_1$  Momento de Inercia de las partes estacionarias y rotativas alrededor de un eje a través de O, perpendicular al papel.

$I_2$  Momento de Inercia de las partes rotativas alrededor del eje.

Tratemos de encontrar el Momentum del disco:

Si solamente rotara, este momentum fuera:

$$I_p \Omega \quad (1.81)$$

Ahora, asumiendo que no hay ninguna rotación ( $\Omega=0$ ), y la velocidad de remolineo sea  $\omega$ ; es muy difícil visualizar la velocidad angular del disco en el espacio, para superar este problema, asumamos que en C, el eje es perpendicular al disco y estudiemos el movimiento angular del eje en vez del disco.

El segmento  $ds$  de eje incluido en el disco, se mueve con la línea AC, describiendo un cono, con el punto A como punta.

La velocidad de C (remolineo contra-reloj visto desde la derecha, en la misma dirección que  $\Omega$ ) es perpendicular al papel, entrando al mismo, y su valor es:  $\omega y$ . Después de un corto período de tiempo  $dt$ , el punto C estará detrás del papel, una distancia  $\omega y dt$ . El ángulo entre las 2 posiciones de la línea AC es:

$$\omega y dt / AC$$

$$i : y / AC = \theta \quad \theta \text{ pequeño}$$

Esté ángulo de rotación de AC es:  $\omega \theta dt$

y por tanto la velocidad angular de AC es:  $\omega \theta$

El disco rota alrededor de un diámetro en el plano del papel, perpendicular a AC, de manera que el momento de Inercia es:

$$I_D = 1/2 I_P \quad , \text{ para un disco fino}$$

El vector del Momentum angular del disco debido al remolino entonces es:  $I_D \theta \omega$ , que se muestra en la fig. 1.26.



- Sumatoria de las componentes instantáneas de momento angular del disco.
- Fuerza y par de inercia actuando desde el disco sobre el eje.

FIG. 1.26

El momentum angular total es la suma de  $I_p \Omega$  y  $I_d \theta \omega$ .  
 Deseamos ahora calcular la razón de cambio de este vector momentum angular, y con esto resolver este vector en componentes paralela y perpendicularmente a OA. La componente paralela se mantiene constante y por tanto su razón de cambio es cero.

La componente perpendicular:  $\approx I_p \Omega \theta - I_d \theta \omega = I_d \theta (2\Omega - \omega)$   
 de B a C

A  $t=0$ , el vector está en el plano del papel, y un tiempo  $dt$  después está detrás del papel, un ángulo  $\omega dt$ .

El incremento en el vector (dirigido perpendicular al pa-  
 pel y hacia este) es la longitud del vector en sí, multi-  
 plicada por  $\omega dt$ :

$$I_d \theta (2\Omega - \omega) \omega dt. \quad (1.82)$$

(longitud del arco en función de radio y ángulo)

La razón de cambio en función del tiempo, del momentum an-  
 gular:

$$I_d \theta (\omega - 2\Omega) \omega \quad (1.83)$$

Por el teorema principal de la mecánica este es el momen-  
 to ejercido sobre el disco por eje, y por el principio de  
 acción y reacción, el momento ejercido por el disco sobre  
 el eje es igual y de signo opuesto. Además tenemos tam-  
 bién una fuerza centrífuga:

$m\omega^2 y$  , sobre el disco.

Ahora vamos a discutir las propiedades elásticas del eje en la posición del disco; estas están descritas por 3 números de influencia:

$\alpha_{11}$  es la deflexión  $y$ , en el disco para una fuerza de 1 lb.

$\alpha_{12}$  Angulo en el disco para una fuerza de 1 lb.

$\alpha_{22}$  también es  $y$  en el disco, para un momento de 1 lb-plg.

$\alpha_{21}$  ángulo en el disco para un momento de 1 lb-plg.

Esta terminología general cuida todos los casos, como ejemplo, para la viga en cantilibrio:

$$\alpha_{11} = \frac{l^3}{3EI} \quad \alpha_{12} = \frac{l^2}{2EI} \quad \alpha_{22} = \frac{l}{EI} \quad (1.84)$$

En este momento, las ecuaciones del eje pueden escribirse estableciendo que la deflexión del eje,  $y$ , es causada por la fuerza ( $m\omega^2 y$ ), i por el momento fig. 1.26-b;

$$y = \alpha_{11} m\omega^2 y - \alpha_{12} I_D \omega (2\Omega - \omega) \theta \quad (1.85)$$

$$\theta = \alpha_{22} m\omega^2 y - \alpha_{21} I_D \omega (2\Omega - \omega) \theta \quad (1.86)$$

Este conjunto de ecuaciones se resuelve en forma simultánea:

$$\omega^4 (-m\alpha_{11}\alpha_{22}I_D + m\alpha_{12}^2I_D) + \omega^3 (m\alpha_{11}\alpha_{22}I_D 2\Omega - \dots) (1.87)$$

$$m\alpha_{12}^2I_D 2\Omega + \omega^2 (\alpha_{22}I_D + m\alpha_{11}) + \omega (-\alpha_{22}I_D 2\Omega) - 1 = 0$$

Con lo cual podemos encontrar las 4 frecuencias naturales de remolineo.

#### 1.1.4. Vibración Total del Casco.

1.1.4a. Método de Stodola.- Sirve para calcular las frecuencias naturales de vigas de sección irregular, [31] , [11] [32].

Recordando de la Teoría de Flexión de Vigas: [24]:

Consideremos una viga cargada en cualquier forma y soportada simplemente:

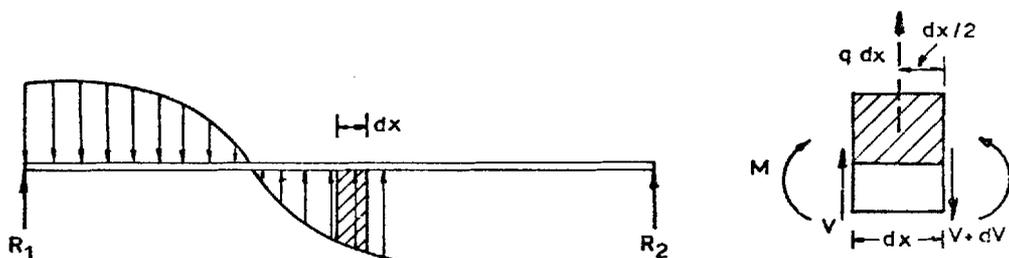


FIG. 1.27

El sistema de fuerzas aplicadas a la izquierda y a la derecha del elemento diferencial se reduce a 2 fuerzas cortantes ( $V$  y  $V+dV$ ) y 2 momentos flectores ( $M + dM$ ), y asumiendo que dada la pequeña longitud del segmento  $dx$ , la carga  $q$  es constante sobre él, aplicamos las condiciones de equilibrio estático:  $V + q dx - (V + dV) = 0$

$$dV = q dx$$

$$[1.88]$$

$$M + V dx + (q dx) dx/2 - (M + dM) = 0$$

Despreciando el cuadrado del diferencial:

$$dM = V dx \quad (1.89)$$

Consideremos ahora la deformación de la viga, fig. 1.28:

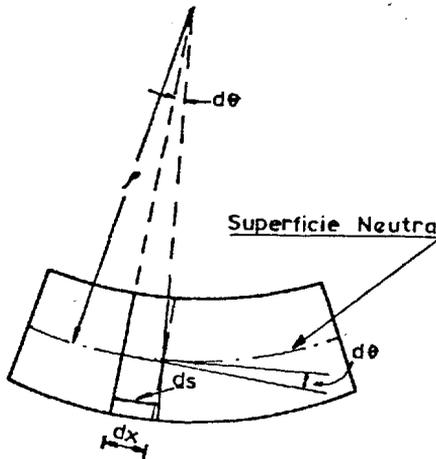


FIG. 1.28

Sin error apreciable, en cualquier punto de la elástica, la pendiente:

$$\text{tag } \theta \cong \theta = dy/dx \quad (1.90)$$

Derivando:  $d\theta/dx = d^2y/dx^2$

Según el gráfico:  $ds = \beta d\theta$

$\beta$  : Radio de Curvatura en la longitud de arco  $ds$ .

Haciendo la aproximación:  $ds \cong d\theta$

Reemplazando 1.90:  $1/\beta = d^2y/dx^2$

Recordando además que:  $M = EI/\beta$

Podemos concluir:

$$M = EI (d^2y/dx^2) \quad (1.91)$$

Esta es la ecuación de la deformación de la elástica de una viga, con la cual y a partir de la distribución del Momento Flector sobre la viga, haciendo una doble integración, podemos llegar al perfil de la viga.

En el caso de una viga de sección variable, podemos tomar la Inercia y la Distribución de masas como funciones discretas, y utilizar algún método de integración aproximado para evaluar las diferentes integrales, (por ejemplo: Método de Simpson).

#### 1.1.5. Coeficientes de Amortiguamiento.

A continuación se dan fórmulas empíricas para el cálculo de dichos coeficientes, para la vibración torsional del sistema propulsor, los cuales serán utilizados en el cálculo de los esfuerzos a los que está sometido el eje. Respecto de los otros tipos de vibración, dado que sólo se va a calcular las frecuencias naturales, no se utilizan estos coeficientes empíricos.

- a. De la Hélice.- Se produce por razonamiento de las capas de fluido en contacto con las palas de la hélice principalmente, las cuales transmiten una cierta cantidad de movimiento a las capas subsiguientes:

Su valor puede calcularse por la fórmula: [30] :

$$c_p = 0.6 KQ / (2\pi n) , \frac{\text{lb f pie seg}}{\text{radián}} \quad (1.92)$$

$n$  : Revoluciones por segundo

$K$  : 3.8 (Factor Empírico)

$Q$  : Torque promedio (lb f-pie)

- b. Del Pistón.- Se debe al rozamiento que existe entre el pistón y la camisa del cilindro. El A.B.S. da la siguiente fórmula empírica para su cálculo, [30] :

$$c_i = 25 J_i^{0.8} \quad \text{lb f pie seg / rad} \quad (1.93)$$

$J_i$  : Inercia Rotacional del Pistón (lb f-pie-seg<sup>2</sup>)

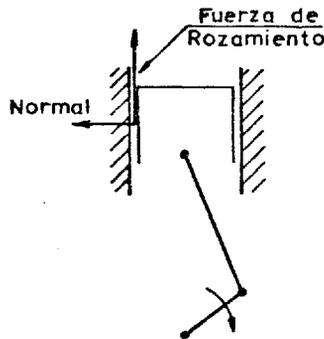


FIG. 1.29  
FUERZA DE AMORTIGUAMIENTO SOBRE EL EMBOLO

- c. De los Cojinetes en la Línea de Ejes.- Se debe al rozamiento existente entre la camisa del eje y el cojinete.

Utilizando el proceso delineado en [13], se calculó el coeficiente  $g$  de amortiguamiento, asumiendo un aceite SAE 30 según la recomendación de [7], trabajando a  $50^{\circ}\text{C}$ , viscosidad cinemática de  $9^{\circ}\text{E}$  [18], peso específico relativo 0.9, módulo de juego del cojinete (juego radial / radio) de 0.002, relación entre la longitud y el diámetro del cojinete,  $l/d$ , de 1.1., se obtuvo un valor de  $0.00012 \text{ Kg-m-seg/radian}$ ; por ser despreciable, no será considerado en los cálculos.

- d. Interno.- Se debe a la transformación de cierta cantidad de energía de deformación a energía térmica, y que significa - que esta cantidad de energía potencial no es devuelta al sistema sino es expulsada al ambiente, [30]:

$$g_i = \beta_i K_i / (2\pi w) \quad (1.94)$$

$\swarrow$   
 rev/seg

$\beta_i : 0.05$ ; este factor considera el 5% de la Energía de deformación, por ciclo.

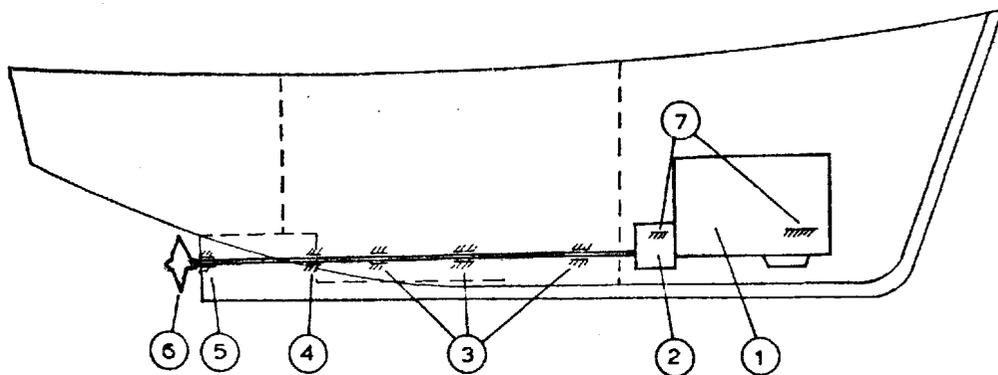
## 1.2. Vibraciones del Sistema Propulsor

En este subcapítulo y en el siguiente, vamos a presentar el modelo correspondiente a cada sistema, explicar la excitación ejercida sobre él y hacer un esbozo del cálculo de las frecuencias naturales.

### 1.2.1. Vibraciones Torsionales.

A continuación se presenta un esquema del Sistema Propulsor de un buque pesquero propio de nuestra flota, fig. 1.30.

SISTEMA PROPULSOR TIPICO  
de BUQUE PESQUERO



- 1.- Máquina Principal.
- 2.- Reductor
- 3.- Cojinetes de los Ejes Intermedios
- 4.- Prensa-estopa y cojinete
- 5.- Cojinete de popa del túnel
- 6.- Hélice
- 7.- Bases de la Máquina Principal y del Reductor

FIG. 1.30

La característica principal es la ubicación de la máquina principal a proa, necesitándose un eje bastante largo para transmitir la potencia hasta la hélice, siendo esta de 3 ó 4 palas, generalmente.

Según aumenta la eslora del buque aumenta el número de descansos intermedios (3), y el de mamparos que debe atravesar el eje, manteniéndose los demás elementos.

Desde el punto de vista rotativo, el sistema se puede representar así:

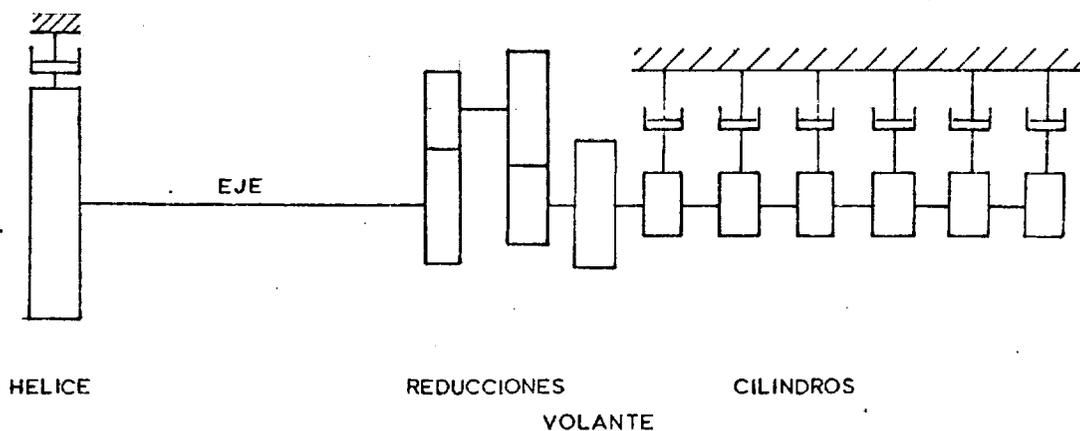


FIG. 1.31

Los elementos que están después de cada reducción, pueden reemplazarse por sus equivalentes, según 1.1.1., de tal forma que se trabaje con una sola frecuencia todo el sistema.

Excitación producida por la hélice: (11):- La hélice trabaja en la estela, la cual no es uniforme radialmente, fig. 1.32, lo cual crea una serie de fuerzas resistentes varia-

bles que se transmiten al buque por diferentes medios como se verá un poco más adelante.

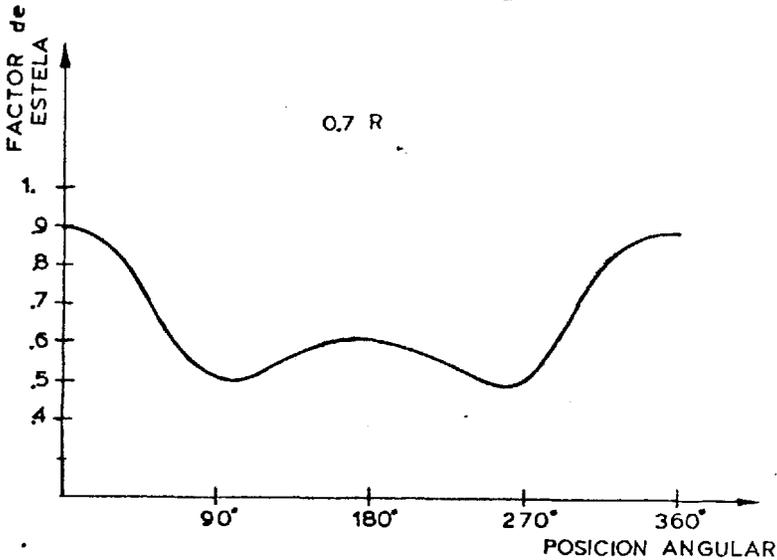


FIG. 1.32

VARIACION DE LA ESTELA CON LA POSICION ANGULAR  
DE LA HELICE

En la fig. 1.33, sea AB la línea neutra ideal del eje de cola, debido a la no uniformidad de la estela respecto al eje AB, los centros de empuje P1, P2, P3 y P4 (considerando 4 palas), no equidistan de A, y además los empujes E1, E2, E3 y E4, tampoco son iguales y, por tanto su resultante no está en el punto A sino que queda descentrada; este descentramiento no es constante y va variando con el giro de la hélice.

Como consecuencia se produce:

- a. Una variación del empuje de la hélice con armónicos múltiplos del número de palas, es decir de valores:

$Z, 2Z, \dots, nZ, \text{ etc.}$

con relación a las RPM del eje, siendo  $Z$  el número de palas.

- b. Pares Verticales y Horizontales.- Como consecuencia de la excentricidad que antes indicamos y a las mismas frecuencias indicadas.

Las otras componentes de la reacción de la incidencia de la pala en la estela, es decir, las fuerzas  $R_1, R_2, R_3$  y  $R_4$ , tampoco son uniformes durante el giro de la hélice, sus valores tampoco son iguales en todo momento. Esta desigualdad hace que la resultante "R" no sea nula y tampoco quede centrada en A. Al reducir dicha fuerza al punto A, tendremos:

- a. Un momento oscilante y que por tanto puede excitar vibraciones de torsión de la línea de ejes con frecuencias también ( $Z, 2Z, 3Z, \text{ etc.}$ ) RPM, aunque en la práctica el único armónico que se considera es el " $Z$ " de las RPM del motor, las demás carecen de importancia.
- b. Una fuerza libre en el plano vertical a la línea de ejes y que por tanto da componentes en las direcciones vertical y horizontal variables también con el giro de la hélice y que se transmiten al casco a través de los cojinetes de apoyo de la línea del eje. La desigualdad de las

componentes radiales "F" contribuye a la variación de esta fuerza libre.

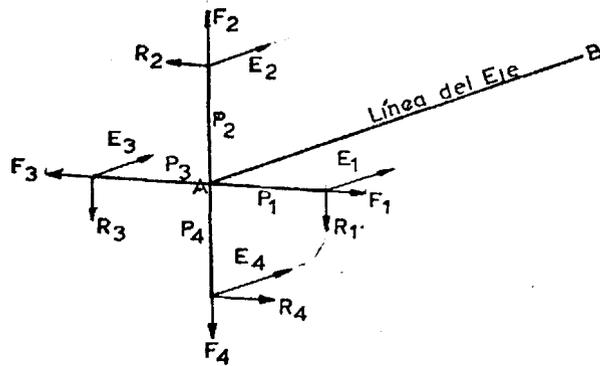


FIG. 1.33, [6]

FUERZAS SOBRE LAS 4 PALAS DE UNA HELICE

A continuación se presentan gráficos indicativos de las variaciones de torque y empuje, en función del ángulo de giro y del número de palas:

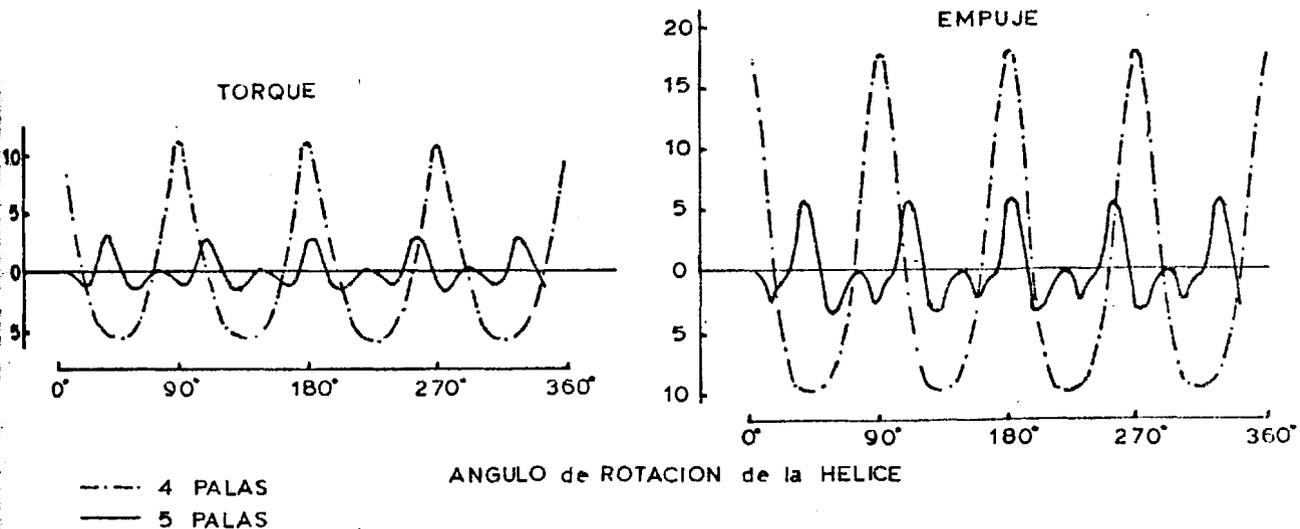


FIG. 1.34, [11]

Excitación producida por el Motor. Consta de 2 partes, [19]: la producida por las fuerzas de los gases de combustión dentro del cilindro, y aquellas derivadas de la Inercia de las partes con movimiento alternativo.

El torque que produce un motor de combustión interna es variable, y además periódico, completando un ciclo, una vez que un cilindro del motor haya completado su ciclo particular; por lo tanto, los motores de 4 tiempos tienen un torque vibratorio, con frecuencia:  $C \text{ RPM}/2$ , y los de 2 tiempos:  $\text{RPM } C$ ; siendo  $C$ , el número de cilindros del motor.

Cada una de las Partes que forman este torque vibratorio puede descomponerse según el Análisis de Fourier, en armónicos con frecuencias igual al producto de la frecuencia fundamental por un número entero positivo.

Recordando que en el caso de un sistema lineal, como el nuestro por asunción, la respuesta del mismo es la suma de las respuestas del sistema a las diferentes excitaciones, podremos esperar entonces, resonancia del sistema con cualquiera de los armónicos del torque periódico.

En el caso de vibración en resonancia, el trabajo perdido por el amortiguamiento, es balanceado por el trabajo suministrado por la excitación durante un ciclo:

El trabajo introducido al sistema, por la excitación, en un ciclo, [19]

$$W = \pi P_0 a_0 \text{sen } \varphi \quad (1.95)$$

$P_0$  : Amplitud de la excitación

$a_0$  : Amplitud de la respuesta

$\varphi$  : Desfasamiento entre excitación y respuesta

Si tomamos un armónico de orden  $n$ , con desfasamiento  $\delta_n$  entre excitación y respuesta, del cilindro 1;  $\epsilon_{mn}$ , desfasamiento del cilindro  $m$  respecto del primero en el mismo armónico  $n$ , la energía suministrada por todos los cilindros será, [19]:

$$E_t = \pi Q_e (\text{sen } \delta_n \sum a_{mn} \cos \epsilon_{mn} + \cos \delta_n \sum a_{mn} \text{sen } \epsilon_{mn}) \quad (1.96)$$

$Q_e$  : Amplitud del Torque del armónico  $n$ , constante para todos los cilindros.

Los términos sumatorios son las proyecciones de los vectores  $a_{mn}$  hacia la manivela del cilindro 1 y su perpendicular, los cuales pueden reemplazarse por:

$$\begin{aligned} \sum a_{mn} \cos \epsilon_{mn} &= |\bar{A}| \cos \epsilon_t \\ \sum a_{mn} \text{sen } \epsilon_{mn} &= |\bar{A}| \text{sen } \epsilon_t \end{aligned} \quad (1.97)$$

$\epsilon_t$  : Desfasamiento de  $A$  respecto del cilindro 1.

$\bar{A}$  : Vector suma de los  $a_{mn}$ .

Reemplazando:

$$E_t = \pi Q_e |\bar{A}| \text{sen}(\delta_n - \epsilon_t) \quad (1.98)$$

En condición de resonancia, la amplitud es máxima y consecuentemente, [10]

$$\begin{aligned} \text{sen}(\delta_n - \varepsilon_t) &= 1 \\ (\delta_n - \varepsilon_t) &= 90^\circ \end{aligned} \quad (1.99)$$

Si la respuesta en el cilindro 1 fuera  $\theta$ ,

$$E_t = \pi Q_e \theta \Sigma a \quad (1.100)$$

El trabajo absorbido por ciclo en un cilindro y por radián:

$$T_1 = c a^2 \pi w$$

y para  $\theta$  radianes

$$T_1 = c a^2 \theta^2 \pi w \quad (1.101)$$

y para un motor de varios cilindros:

$$T_m = c w \pi \theta^2 \Sigma a^2 \quad (1.102)$$

Estableciendo el equilibrio:

$$\begin{aligned} \pi Q_e \theta \Sigma a &= c w \pi \theta^2 \Sigma a^2 \\ \theta &= \frac{Q_e \Sigma a}{c w \Sigma a^2} \end{aligned} \quad (1.103)$$

Como ya debemos haber reconocido,  $a$  es la amplitud relativa respecto del primer subsistema, este valor es el obtenido en el Método de Holzer.

En el caso general, cuando además del motor, existen otros tipos de amortiguamiento,

$$\theta = \frac{Q_e \Sigma a}{w \Sigma c a^2} \quad (1.104)$$

Para obtener el valor de  $Q_{\Sigma \bar{a}}$ , debemos elaborar el diagrama de fases del motor, para cada número de orden (ciclos de excitación por cada revolución), en el cual el círculo completo corresponde a una vibración o ciclo de excitación. Este diagrama de fases sirve para obtener el desfaseamiento entre el armónico de cada cilindro y la deformación del sistema.

Para obtener el diagrama de fases, a los ángulos del diagrama de manivelas (cigüeñal), rad/vibración, hay que multiplicarlos por el número de orden, vibrac./rev.

Por ejemplo, sea el motor de 6 cilindros, 4T, orden de encendido: 1-5-3-6-2-4, (como el del B/P ESPOL 1), para  $K=1/2$  y 1:

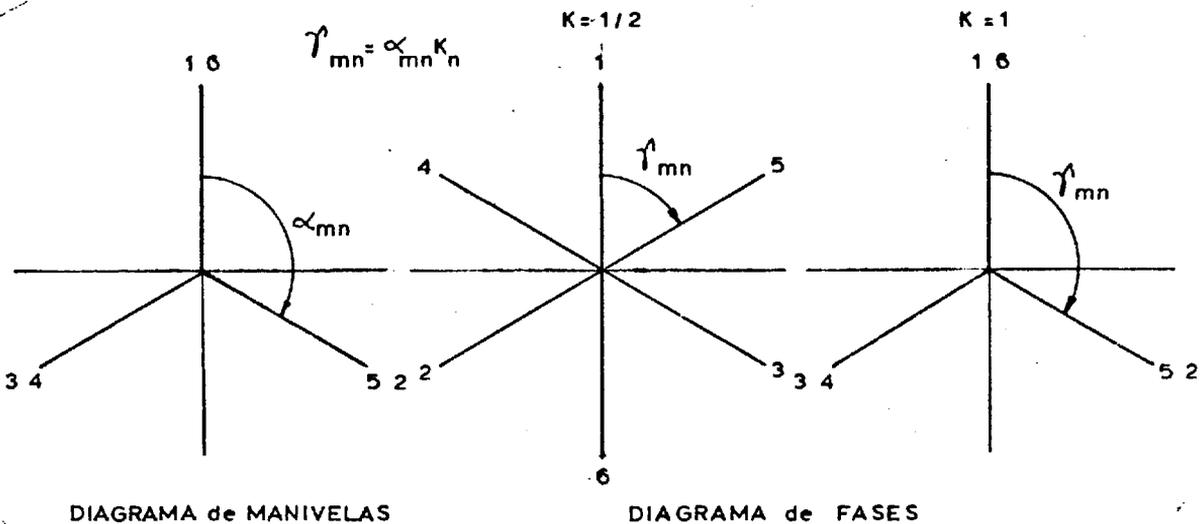


FIG. 1.35

Representamos en un gráfico las distintas deformaciones, - en fase porque están en vibración modal, y el Momento exci- tados, para cada cilindro:

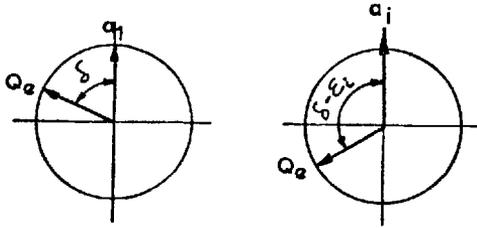


FIG. 1.36

DEFASAMIENTO DE LAS EXCITACIONES DE LOS CILINDROS CON RESPECTO A LA DEFORMACION

En el caso general, ecuación (1.98), se trata de hacer la sumatoria de  $a_i$  por la componente horizontal de  $Q_e$ ; podemos obtener el mismo resultado, si ubicamos  $Q_e$  en la dirección de  $a_i$ , y viceversa, y multiplicar  $Q_e$  por la componente horizontal de  $a_i$ .

Dado que tenemos varios cilindros, podemos tomar la suma de las componentes horizontales, ó mejor, la componente horizontal de la suma de las  $a_i$ .

Dado que estamos haciendo el cálculo para el caso resonante, la sumatoria, estará  $90^\circ$  desfasada de  $Q_e$ , y su magnitud será la componente horizontal.

- a. Torque Excitador producido por los gases dentro del cilindro:

Necesitamos hacer un diagrama indicador y hacer un análisis armónico aproximado, dividiendo el período en  $2h$  partes iguales, levantando las ordenadas medias en cada intervalo,  $A_i$ , y haciendo la siguiente aproximación:

$$a_n = \frac{W}{\pi} \int A(x) \cos n\omega t \, dt \approx \frac{1}{h} \sum A_i \cos n \left( \frac{i\pi}{h} - \frac{\pi}{2h} \right)$$

$$b_n = \frac{W}{\pi} \int A(x) \sin n\omega t \, dt \approx \frac{1}{h} \sum A_i \sin n \left( \frac{i\pi}{h} - \frac{\pi}{2h} \right) \quad (1.105)$$

Es muy difícil contar en nuestro medio pesquero con el equipo para obtener un diagrama indicador, y además los motores no poseen, generalmente, un orificio adecuado hasta la cámara de combustión para introducir un transductor, y por ello, es preferible hacer uso de curvas, por ejemplo, fig. (1.37), [19], en las cuales, en función de la presión media indicada, puede obtenerse los valores de las amplitudes de los diferentes armónicos, para ciertos tipos de motores:

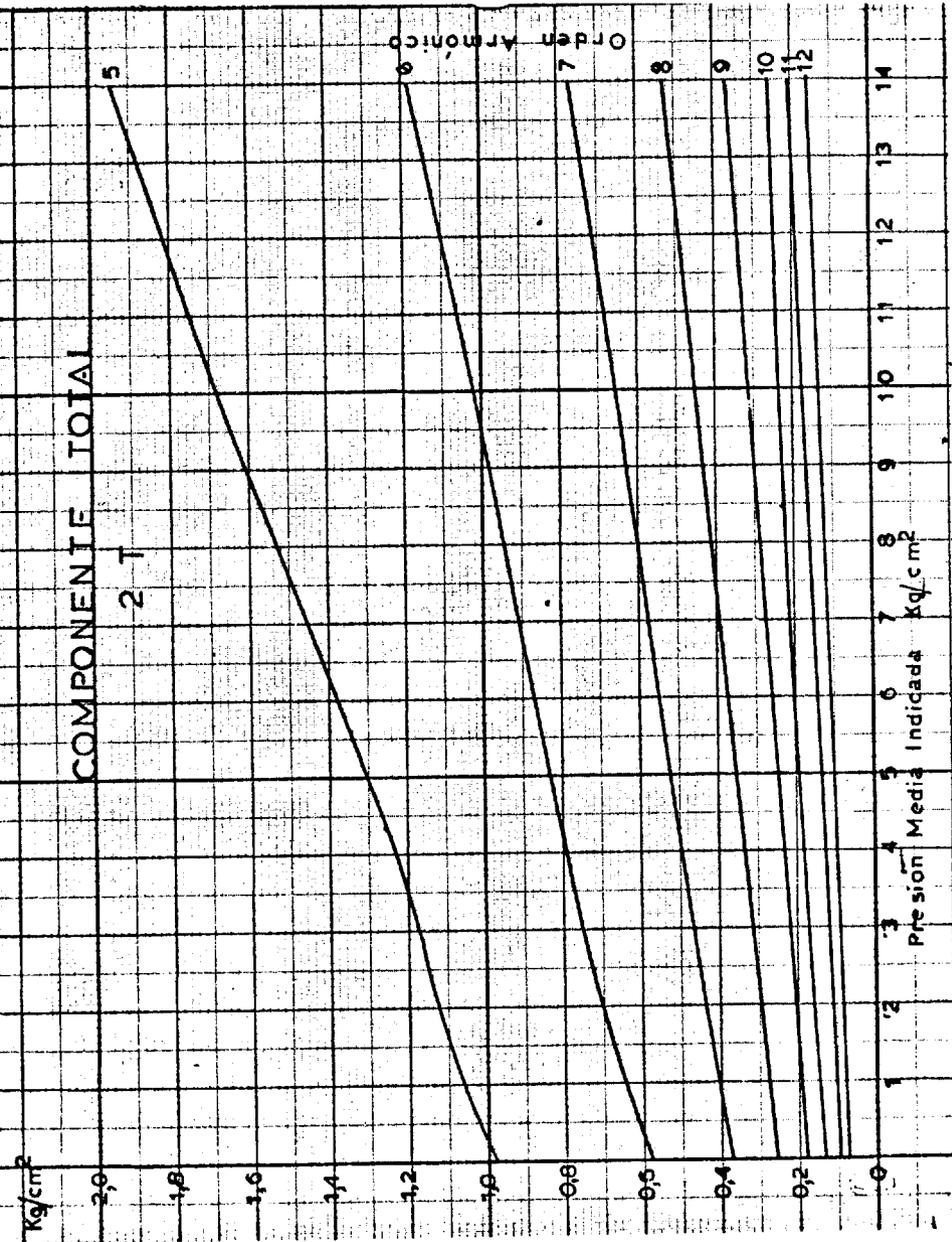


FIG. 1.37a  
 PRESTON DE LOS GASES DENTRO DEL CILINDRO PARA MOTORES DIESEL DE 2 TIEMPOS, PARA  
 DIFERENTES ARMONICOS

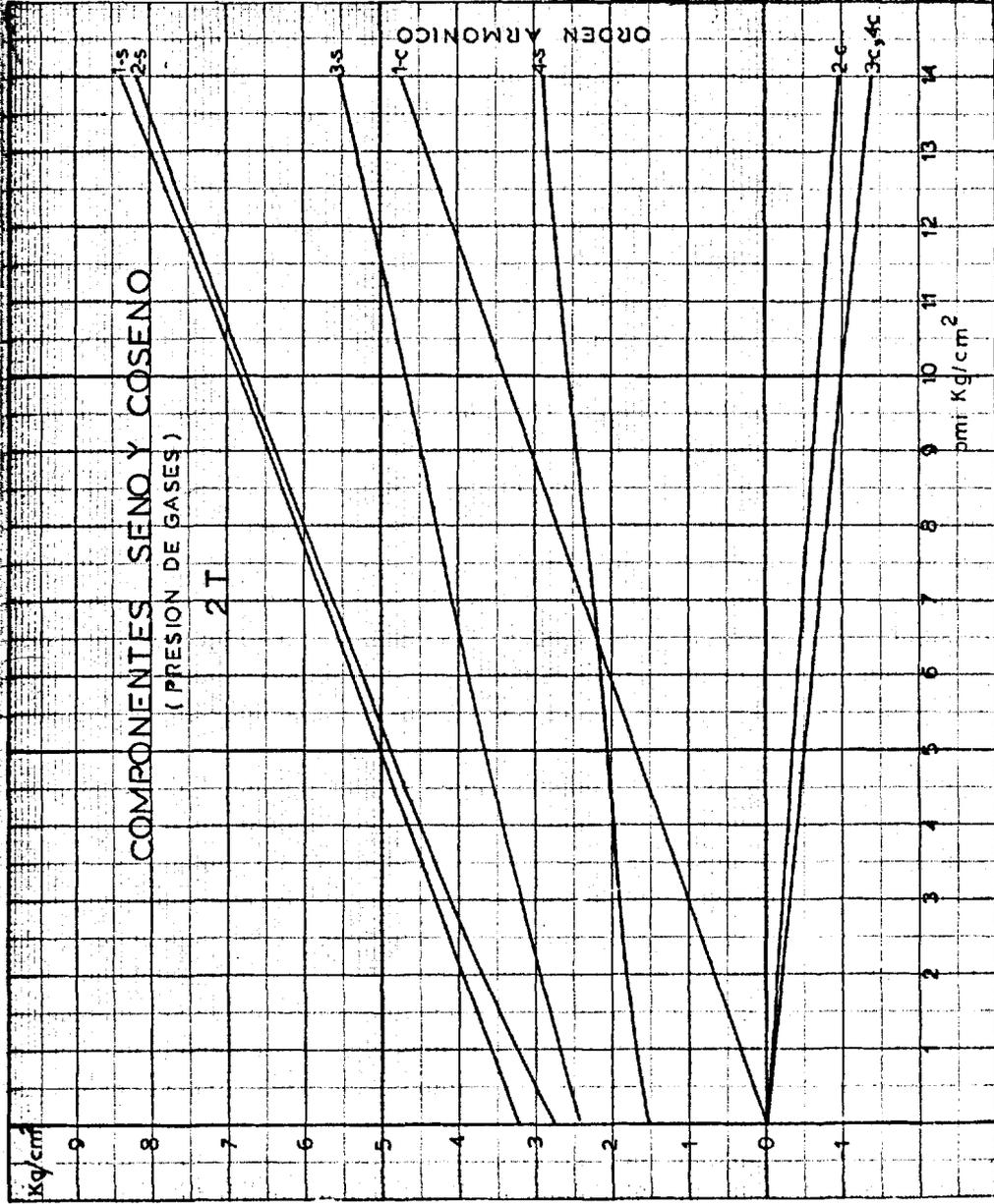


FIG. 1.37b

PRESION DE LOS GASES DENTRO DEL CILINDRO PARA MOTORES DIESEL DE 2 TIEMPOS PARA DIFERENTES ARMONICOS

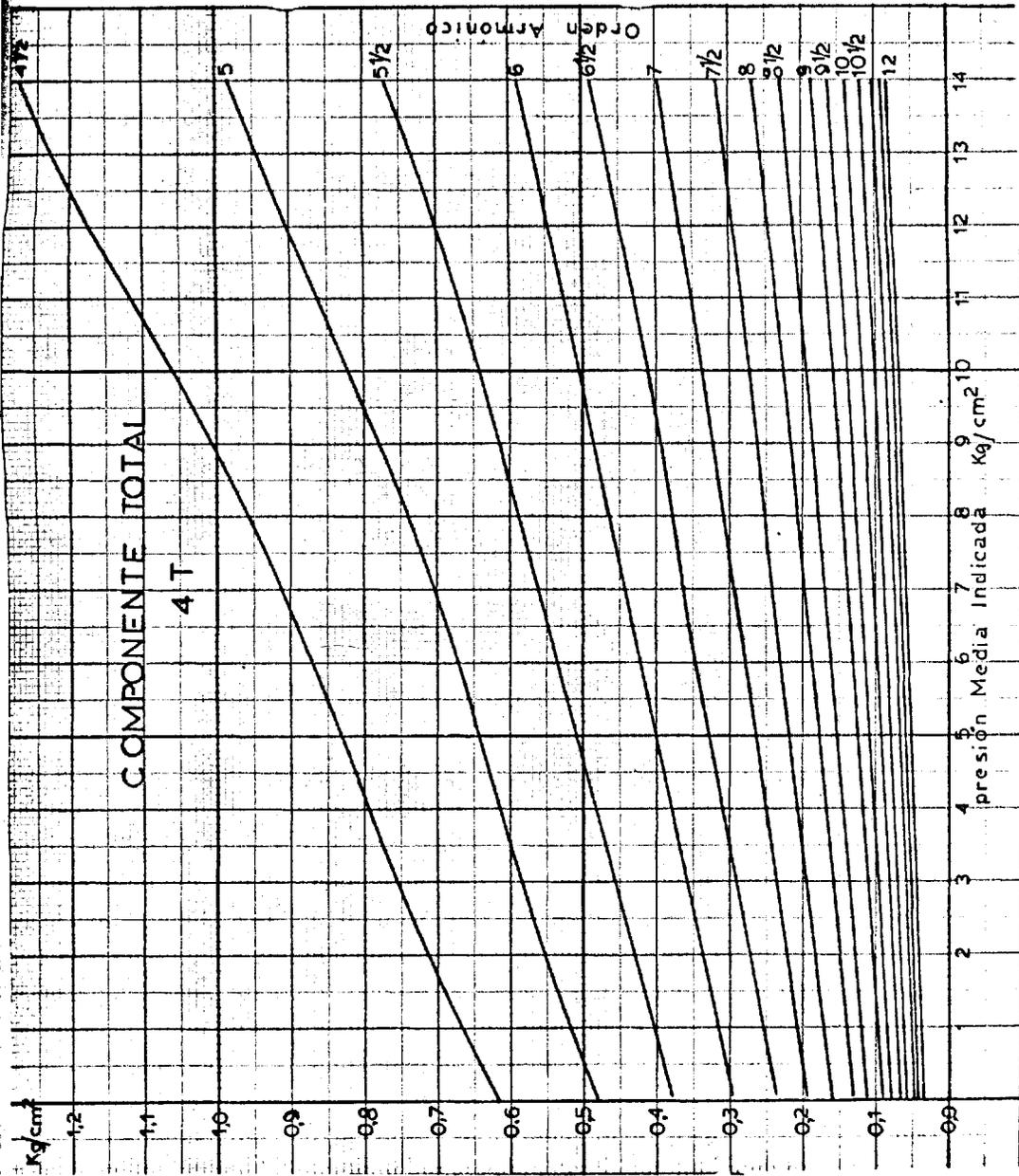


FIG. 1.37c

PRESION DE LOS GASES DENTRO DEL CILINDRO PARA MOTORES DIESEL DE 4 TIEMPOS PARA DIFERENTES ARMONICOS

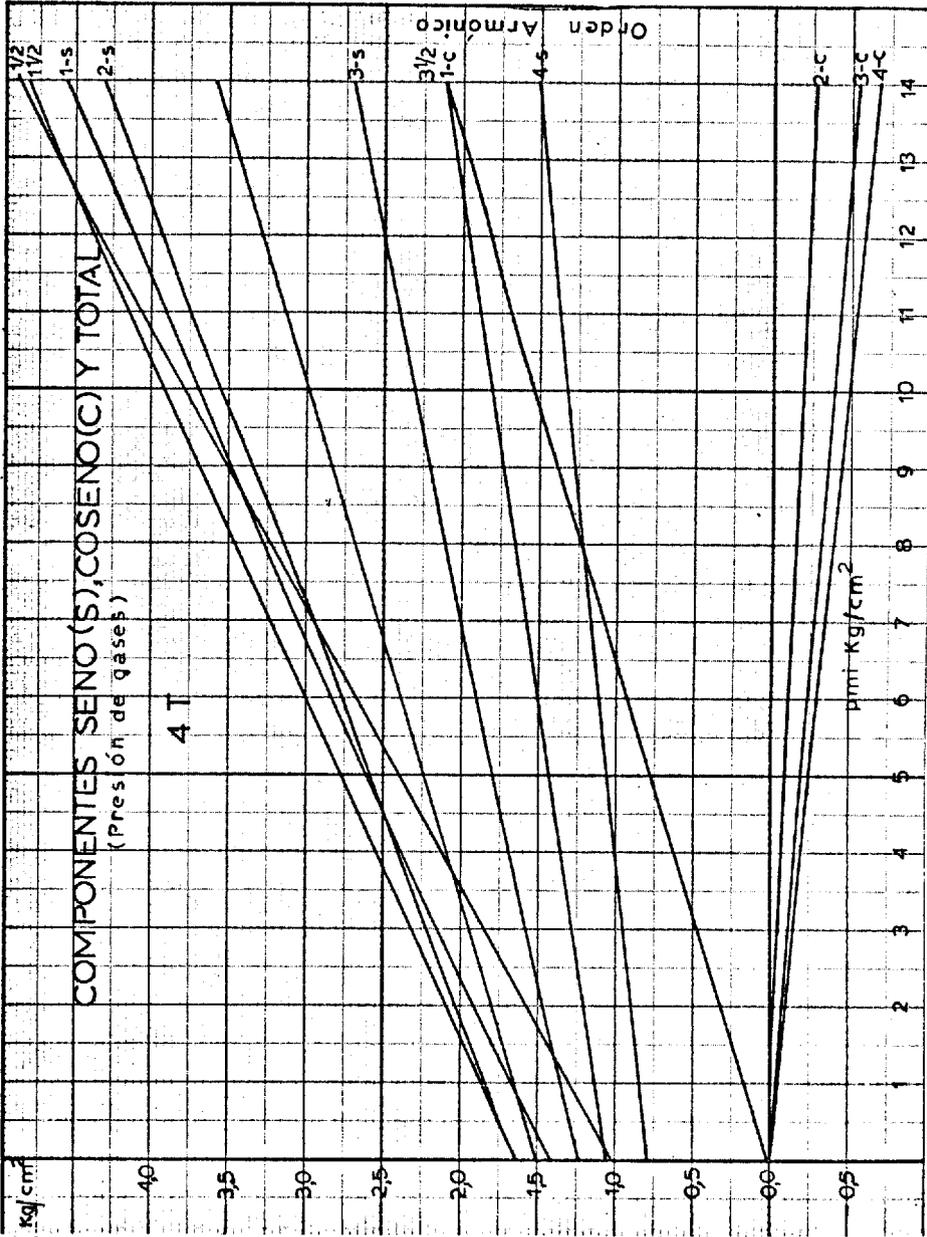


FIG. 1. 37d

PRESTION DE LOS GASES DENTRO DEL CILINDRO PARA MOTORES DIESEL DE 4 TIEMPOS PARA DIFERENTES ARMONICOS

En el caso de los órdenes: 1, 2, 3 y 4 se dan valores para las componentes seno y coseno, puesto que el primero de estos debe sumarse con la componente del Torque producido por la Inercia, como se explicará luego.

Los valores obtenidos son de presiones, para obtener Torque, debemos multiplicar por:

$$p(Ar) \quad (1.106)$$

A : Area del Pistón

r : Radio de la Manivela = Carrera/2

- b. Torque Excitador producido por la Inercia de las Masas Alternativas:

Si consideramos el motor girando a velocidad constante, la aceleración vertical de las partes con movimiento alternativo será, [17]:

$$\ddot{x}_p = r\omega^2(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t) \quad (1.107)$$

La masa que soporta esta aceleración es la del pistón, más una parte (40%) de la biela, [3]: fig. 1.38.

r : Radio de la Manivela

$\omega$  : Frecuencia de Rotación

l : Longitud de la Biela

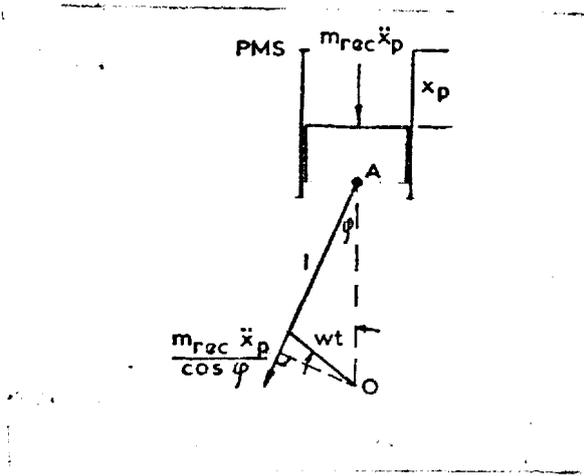


FIG. 1.38

TORQUE PRODUCIDO POR LA INERCIA

Según [10] podemos aproximar:

$$OA = l \cos \varphi + r \cos wt \approx \left(1 - \frac{r^2}{4l}\right) + r \cos wt + \frac{r^2}{4l} \cos 2wt \quad (1.108)$$

El Torque:

$$M = -M_{rec} \Gamma W^2 \left( \cos wt + \frac{\Gamma}{1} \cos 2wt \right) x$$

$$\frac{\Gamma}{1} \sin wt \left( 1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 wt \right) x \left\{ \left( 1 - \frac{r^2}{4l} \right) + r \cos wt + \frac{r^2}{4l} \cos 2wt \right\} \quad (1.109)$$

Despreciando los términos cuadráticos o de mayor orden, de \$(r/l)\$,

$$M = M_{rec} W^2 r^2 \left( \frac{\Gamma}{4l} \sin wt - \sin 2wt - \frac{3\Gamma}{4l} \sin 3wt \right) \quad (1.110)$$

Como vemos, consta de términos senoidales, y de órdenes enteros, que se van a sumar con los correspondientes, - del par debido a los gases dentro del cilindro.

Dado que en el proceso se han introducido algunas simpli-  
ficaciones, en lugar de calcular los coeficientes de los  
términos senos dentro del paréntesis, por sus valores -

presentados, es preferible usar el siguiente gráfico tomado de [19] para obtener estos valores, en función de  $1/r$ .

VALOR  $a_i$  DE LOS COMPONENTES ARMONICOS DE ESFUERZOS TANGENCIALES DE LA INERCIA DE MASAS ALTERNATIVAS (SENO)

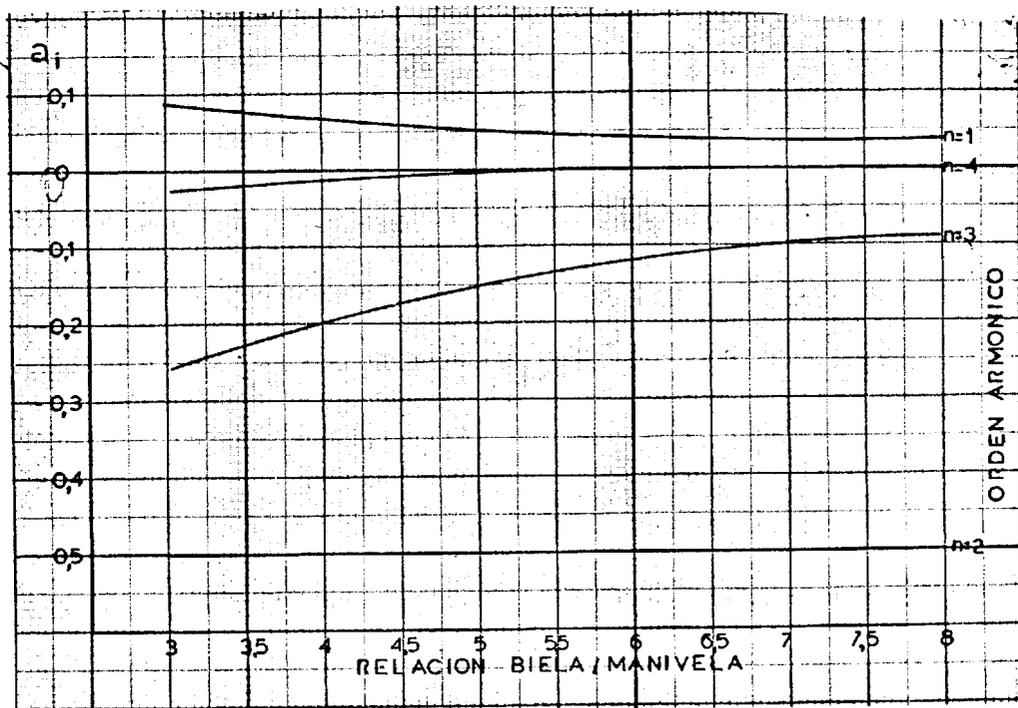


FIG. 1.39

Donde  $a_i$  es el coeficiente dentro del paréntesis, de orden  $i$ . A partir del orden 4, como se ve, dado que su valor es muy pequeño, pueden despreciarse:

Una vez obtenidos los coeficientes senoidales y consinusoidales para un armónico, tanto de la parte de los gases dentro del cilindro como de la inercia, sumamos en cada armónico, los coeficientes senoidales de las 2 partes mencionadas anteriormente, hasta máximo el 4 orden.

Luego de obtenidas las 2 proyecciones (términos senoidales y consinusoidales) aplicamos el Teorema de Pitágoras para llegar al valor de  $Q_n$ , la magnitud del componente  $n$  de la excitación.

En [25] se da una expresión empírica para determinar el Torque Máximo, el cual tienen lugar en el punto nodal:

$$Q_{\max} = RQ \sum a \quad (1.111)$$

$Q_{\max}$  : Torque Máximo en Resonancia

$R$  : Constante dada en función de las RPM del Motor, sus valores se los toman de la tabla IV, tomada de [25].

2 Nodos		1 Nudo		
RPM	R	Diámetro	Carrera	R
1000 ó mayor	35	20"	24" ó más	50-60
500 - 1000	40	8"	10"	40-50
250 - 500	45	4"	6" ó menos	35
hasta 250	55			

Valores válidos para instalaciones marinas.

TABLA IV

El esfuerzo puede calcularse a partir de la fórmula de la Torsión:

$$S = \frac{16 Q_{\max} D}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (1.112)$$

D : Diámetro Exterior

d : Diámetro Interior (Eje vasado)

A continuación se reproducen 2 tablas con las cuales se puede obtener el esfuerzo máximo que pueden soportar: los ejes cigueñales de los motores de propulsión, ejes portátiles, ejes intermedios y de empuje, en función del diámetro del eje, y la relación entre la velocidad, y la velocidad máxima normal de funcionamiento. Estas tablas son del Reglamento respectivo, de la Sociedad Clasificadora Bureau Veritas de Francia, 1973, [19].

Resistencia mínima a la rotura:  $41 \text{ Kg}/\text{mm}^2$

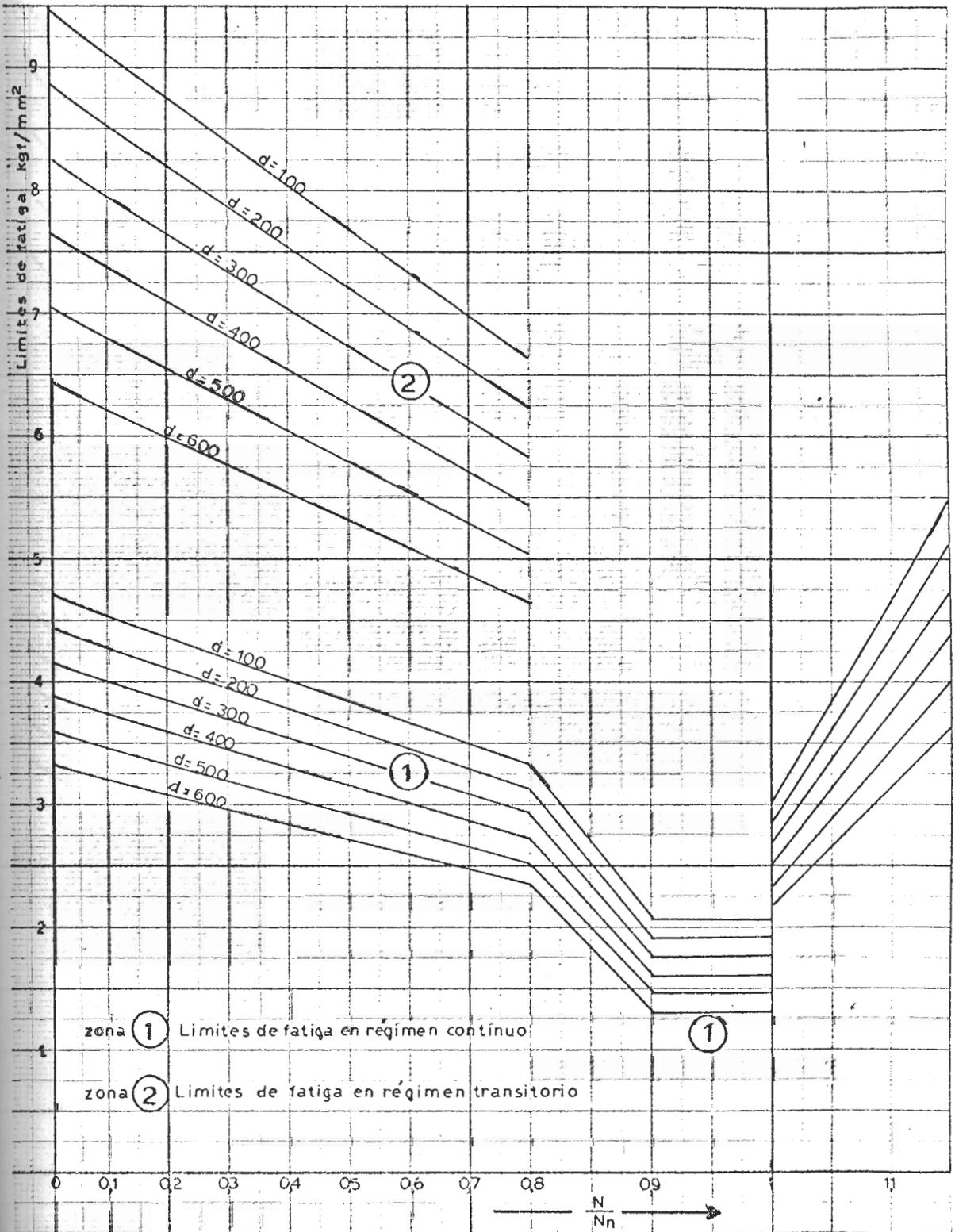


FIG.1.40a

# LIMITES DE FATIGA ADICIONAL EN LOS EJES INTERMEDIOS Y DE EMPUJE

Resistencia mínima a la rotura:  $41 \text{ Kg}_f/\text{mm}^2$

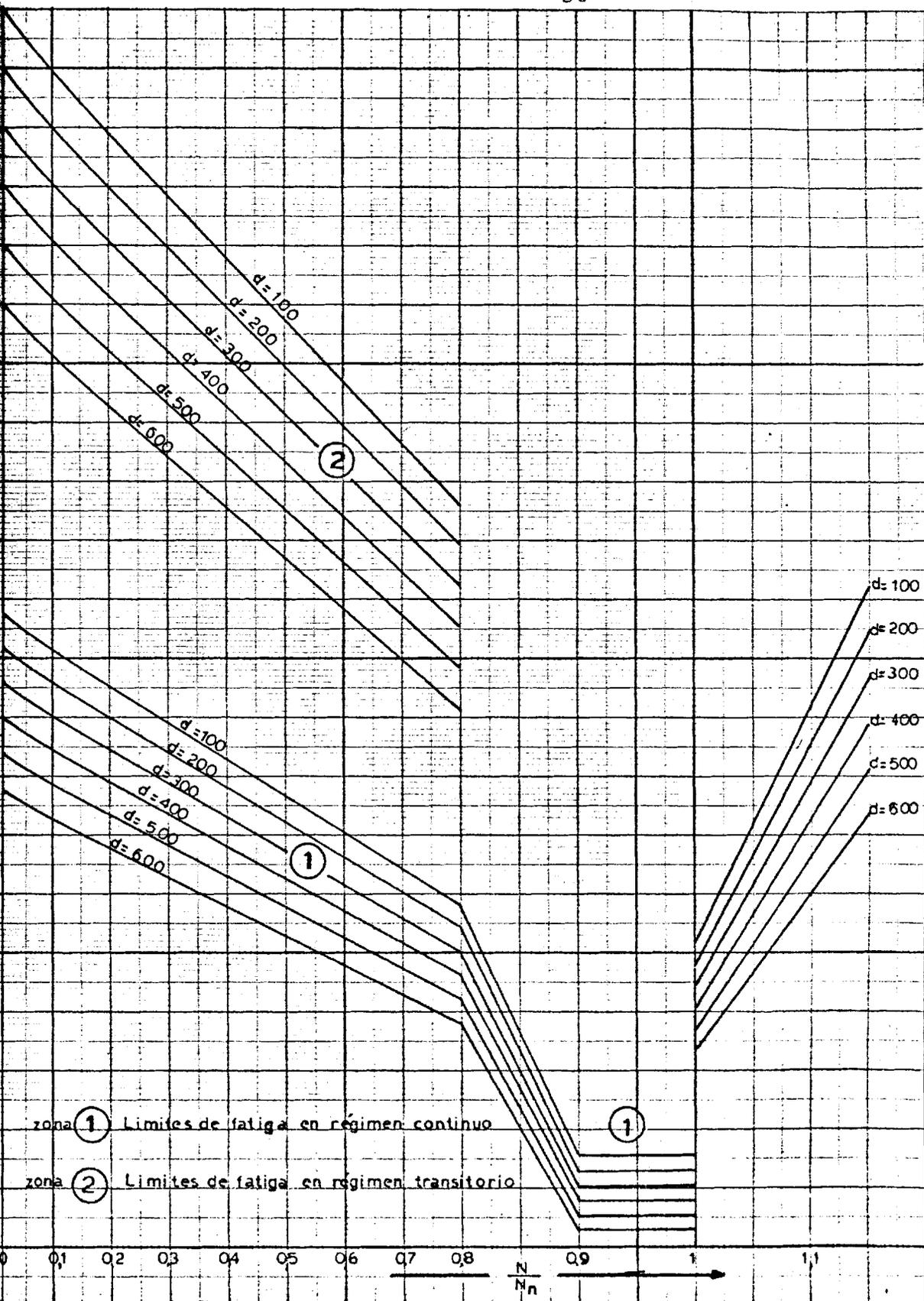


FIG. 1.40b

### Excitación Motor-Hélice:

Sabemos que separadamente tienen sentidos opuestos, de manera que sus efectos se sumarán en el caso en que algún - par de sus componentes iguale sus frecuencias.

En general sean:

R : Razón de Reducción

Z : Número de Palas de la Hélice

L, M : Números Enteros

N : Revoluciones por minuto del Motor Principal.

Tendremos superposición de las dos excitaciones, si:

$$LN/2 = MZN/R \quad (4 \text{ tiempos}) \quad (1.113)$$

Frecuencia componente del  
par motor

Frecuencia componente  
del torque de la hélice

$$R = 2Z \frac{M}{L} \quad \text{ó} \quad R = Z \frac{M}{L} \quad (2 \text{ tiempos})$$

El problema sería más grave, si una componente del torque de la hélice se superpusiera con una crítica mayor del motor, suponiendo una situación en la cual:

$$\frac{L}{M} = \frac{2Z}{R} \quad (4 \text{ tiempos})$$

y para el caso especial mencionado:  $L = P.C$

$P$  : Número entero

$C$  : Número de cilindros del motor principal

Siendo  $P$  un número entero, para que se cumpla esta igualdad, necesitaríamos que el número de cilindros fuera igual o el doble del número de palas de la hélice.

De esta forma se justifica la recomendación de diseño: "El número de cilindros del motor principal, no debe ser un múltiplo del número de palas de la hélice". [12].

Volviendo a nuestro caso, vamos a describir el proceso para calcular las frecuencias naturales torsionales del Sistema Propulsión:

El método de Holzer es un método iterativo, en el cual, se asume: una frecuencia de vibración y un desplazamiento torsional en un extremo del sistema, y se desarrollan los cálculos ya explicados en 1.1.1., hasta llegar al torque y desplazamiento en el último subsistema. Podemos ahora a partir de las condiciones de frontera de nuestro sistema, compararlas con aquellas calculadas con esta primera asunción, si no son iguales, volveremos a asumir otra frecuencia y un desplazamiento para el primer subsistema y repetimos el cálculo.

En nuestro caso, asumimos un desplazamiento unitario del primer subsistema de manera que los otros puedan obtenerse

como desplazamientos relativos al primero; y además, como la hélice no tiene ninguna rigidez después de ella, se considera que el Torque en dicha posición es 0, lo cual constituye la condición de frontera.

Debemos recordar que el proceso de Holzer nos da un resultado complejo, es decir componente real e imaginaria. Debemos recordar también, que la resonancia se produce cuando se igualan las frecuencias de excitación y la frecuencia natural no-amortiguada, de manera que para que la frecuencia asumida en nuestro cálculo sea considerada como natural, la parte real del Torque después de la hélice debe ser cero, solamente.

### 1.2.2. Vibraciones Longitudinales.

De la fig. 1,17, partimos para llegar al siguiente modelo:

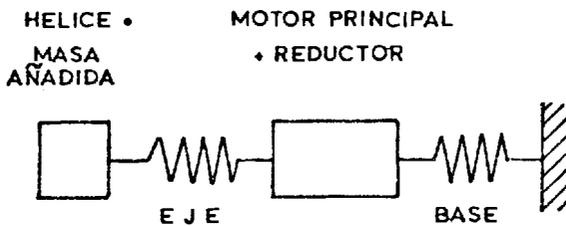


FIG. 1.41

Podemos aplicar la ecuación (1.59) deducida en 1.1.2., para calcular las 2 frecuencias naturales del sistema, considerando como masa añadida a la hélice, el 60% de su masa, [14]. La excitación de este tipo de vibraciones, es el empuje alternativo, con frecuencia fundamental, la de las palas, es decir:

$$f_e = Z.N \quad (1.115)$$

Z : Número de palas de la Hélice

N : RPM del eje

La amplitud de la excitación depende del número de palas de la hélice, [14]. En general, en buques mono-hélices, un número par de palas resultará en mayores cargas alternativas de empuje.

De [14], tomamos los siguientes porcentajes del empuje, como amplitud del empuje alternativo de la hélice:

#### Buques Mono-Hélices:

3 palas	0.08 - 0.12
* 4 - 5 palas	0.03 - 0.08

Los valores dados, son porcentajes del empuje medio que genera la hélice.

\* Secciones en U tienden a enfatizar los componentes par, y secciones V a los componentes de orden impar.

En lo referente al esfuerzo admisible por carga dinámica, los verdaderamente importantes, son los torsionales, y ya que no se combinan aditivamente, con los de empuje, la importancia de los esfuerzos de empuje es reducido.

### 1.2.3. Vibraciones Laterales.

Según [6], podemos diferenciar 2 tipos de vibración lateral: total y local.

- a. La total se refiere a la vibración de todo el sistema de ejes, desde la salida del reductor, hasta el extremo de la hélice.

En el modelo del sistema, asumimos que el eje está fijo a la salida del reductor, y en cada cojinete, y libre en el extremo de la hélice, [35]; en los puntos fijos, la deformación es naturalmente, 0.

Asumimos, además, que la masa virtual (aumentada la masa añadida), está uniformemente distribuida entre el último descanso y el extremo, fig. 1.42:

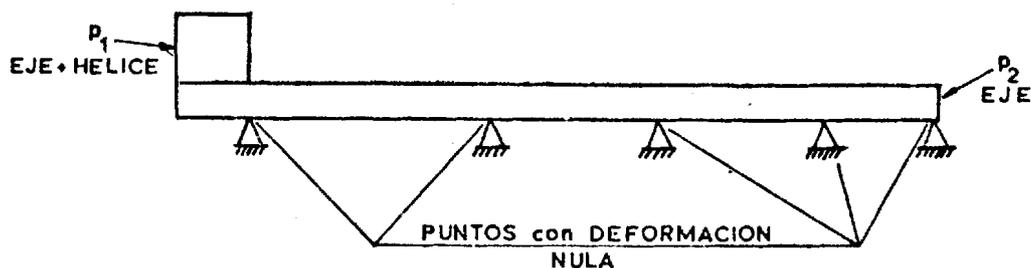


FIG. 1.42

$P_1$  : Peso por unidad de longitud de hélice + eje, (constante)

$P_2$  : Peso por unidad de longitud del eje, (constante)

El método de diferencias finitas contempla, dividir el sistema en partes iguales, haciendo coincidir los puntos fijos con algún punto de subdivisión de manera de poder reemplazar las condiciones del sistema (Deformaciones en descansos son nulas); luego, plantear las ecuaciones en diferencias finitas, tantas, como incógnitas haya; establecer la matriz de los coeficientes: asumir una frecuencia, y finalmente calcular el determinante de la matriz. La frecuencia asumida será natural, cuando el determinante se anule.

Al plantear las ecuaciones, es necesario recordar que se deben incluir las 2 condiciones de frontera, y todas las incógnitas (deformaciones en los puntos que limitan las subdivisiones); para ello, deben plantearse las ecuaciones, empezando desde ambos extremos hasta completar el número requerido.

Este tipo de vibración, es excitado por 2 fuentes principalmente: desbalance de algún elemento del sistema de propulsión, con frecuencia igual a las RPM del eje, y la hélice con frecuencia igual a:  $Z$  RPM, siendo  $Z$ : número

mero de palas de la hélice.

En general, [14], existen algunas influencias en el momento flexionante que soporta el eje de la hélice: la excentricidad del empuje, la profundidad del agua, las condiciones del mar y las maniobras del buque.

b. El tipo de Vibración Local.

Se refiere a la experimentada por el eje de cola, según la cual, el eje rota con una velocidad relativamente baja, las RPM del mismo, y además sufre una deflexión cuyo plano también rota (remolineo); con una velocidad bastante mayor que la primera, formando en conjunto, lo que se llama un giróscopo.

Este tipo de vibración es típico de sistemas en los cuales el "disco" está ubicado en un voladizo apreciable [2]; en el caso de nuestros buques pesqueros, al ser monohélices, el "disco" está bastante cerca del último cojinete del sistema propulsor, y dejamos este cálculo para embarcaciones multi-hélices, en las cuales este efecto podría ser apreciable.

1.3. Vibraciones Totales del Casco.

Consideramos a la viga-buque con extremos libres, puesto que estos realmente no tienen ninguna restricción a su movimiento.

Vamos a tratar el buque como una viga de sección variable a través de su longitud. La explicación de este método, fue hecha en 1.1.4. y consiste en partir de la distribución de pesos virtuales del buque, es decir, los pesos propios del buque, más el peso añadido.

Este último puede obtenerse utilizando la fig. 1.43, que fue tomada de [32] que tiene en las abscisas, la razón manga a puntal y curvas para diversos valores del Coeficiente del área seccional en las ordenadas tenemos los valores de  $C_v$ , para la fórmula:

$$\begin{array}{l} \text{Peso añadido por unidad} \\ \text{de longitud} \end{array} : \frac{1}{2} C_v W \pi b^2 \quad (1.116)$$

$b$  : Semimanga

$C_v$  : Coeficiente empírico dado por la gráfica 1.43:

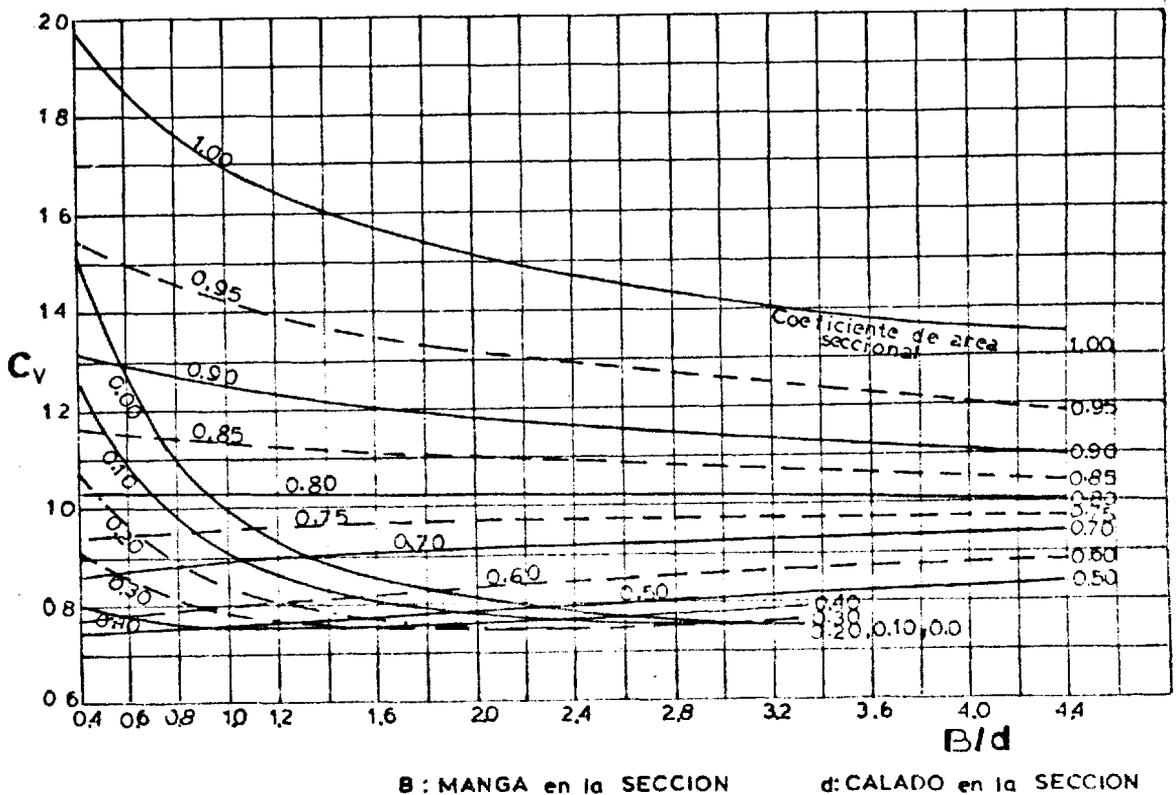


FIG. 1.43

La determinación se la ha hecho, asumiendo que este valor es la mi tad de aquel obtenido para un cilindro, constituido por una forma cualquiera y su "imagen"; de manera que es necesario corregir el - valor obtenido anteriormente para considerar los efectos tridimen- sionales del fenómeno. Esta corrección se la hace a través de un coeficiente empírico, dado en la fig. 1.44, tomada de [3]:

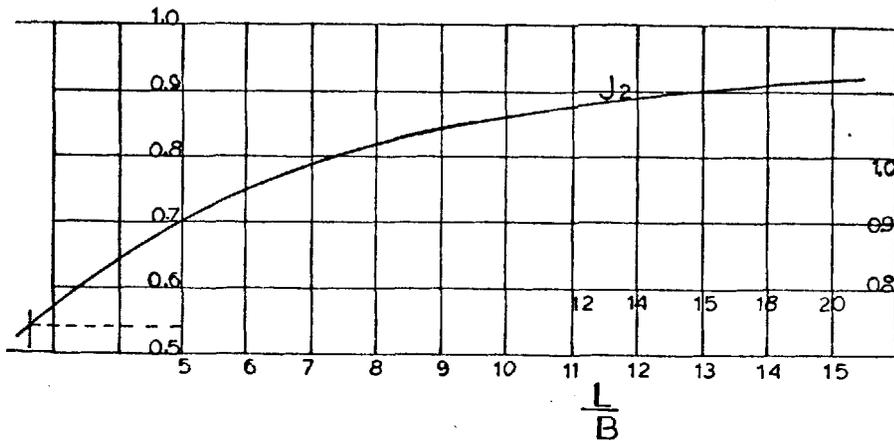


FIG. 1.44

El método parte de un perfil de vibraciones asumido, que puede ser el de una viga libre-libre de sección uniforme; además este perfil es similar al de la aceleración de la viga, dado que estamos calcu- lando la frecuencia natural en forma modal, y para lo cual:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = a = -W^2 y$$

Dado que en el cálculo de las frecuencias naturales, sólo partici- pan fuerzas internas, la única que participa es la inercial ( $m a$ ), y por definición de la fuerza cortante,

La sumatoria de las fuerzas actuando sobre una viga - hasta una sección es la fuerza cortante actuando en dicha sección.

Aplicamos entonces la ecuación:

$$\int dV = \int q dx \quad (1.117)$$

para calcular la distribución de la fuerza cortante sobre la viga.

Aplicando la ecuación, [26]:

$$\int dM = \int V dx \quad (1.118)$$

podremos calcular la distribución del momento flector a través de la viga.

A partir de la asunción de que la viga-buque es libre-libre, podemos concluir que tanto la fuerza cortante como el momento flector deben ser nulos en ambos extremos, Esta condición se cumple lógicamente en el extremo en donde se empieza la integración, pero es muy posible que no en el otro.

Para hacer cumplir estas condiciones se altera un poco la base del perfil de vibraciones asumido, con un movimiento paralelo a la misma y una rotación de acuerdo a lo necesitado, hasta que haciendo - las integraciones respectivas, llegar a valores nulos para la Fuerza Cortante y Momento Flector en ambos extremos.

Para evitar muchas repeticiones, en el proceso anterior, se aplica un método desarrollado por Schadlofsky, [32], para hacer la corrección

de la línea base.

Método de Schadlowsky.- Recordando la definición del movimiento vibratorio armónico:  $y = A \text{ sen } \omega t$

y la aceleración:  $\ddot{y} = -\omega^2 y$

Asumiendo una escala tal que:  $\omega^2 y_{\text{max}} = g$

La carga dinámica estará dada por:

$$\frac{q}{g} \ddot{y} = \frac{q}{g} \omega^2 y_{\text{max}} \left( \frac{y}{y_{\text{max}}} \right) = q y_1$$

donde:

$$y_1 = y / y_{\text{max}}$$

Recordando además, que la Fuerza Cortante está dada por:

$$\text{F.C.} = \int_0^L q y_1 dx$$

Queremos encontrar una cantidad  $y_s$  que haga la integral anterior igual a cero.



FIG. 1.45  
ALTERACION PARALELA DE LA LINEA BASE

$$\int_0^L q (y_1 - y_s) dx = 0$$

(1.119)

$$y_s = \frac{\text{Fuerza residual de corte en la Perpendicular de Proa}}{\text{Peso Virtual}}$$

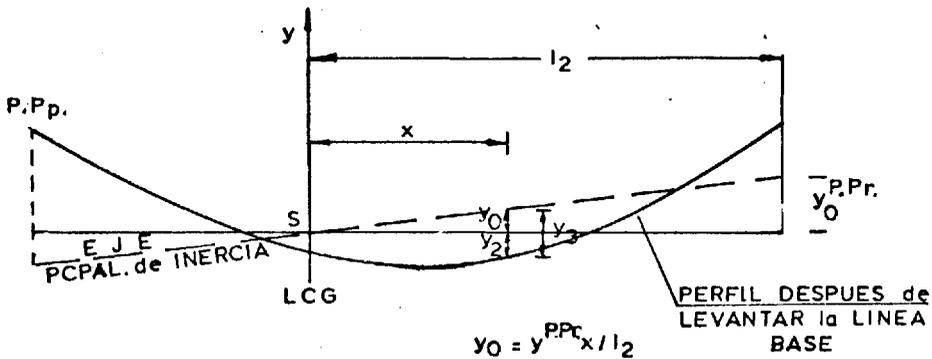
De manera que:

$$y_2 = y_1 - y_s \quad (1.120)$$

Debemos ahora hacer alguna otra alteración, de tal manera que:

$$M F = \int_0^L V dx = 0 \quad (1.121)$$

Para ello, la línea base debe ser rotada alrededor del Centro de Gravedad Longitudinal, ya que debe cumplir el anterior resultado. Además, el eje de vibración debe coincidir con el eje de inercia principal de manera que los momentos centrífugos de las masas, en referencia a este eje se anulen.



ROTACION DE LA LINEA BASE

FIG. 1.46

$$\int_{-l/2}^{l/2} qxy dx = \int_{-l/2}^{l/2} qx(y_2 - y_0) dx = \int_{-l/2}^{l/2} qx \left( \frac{y_2 - xy_0^{\text{P.Pr.}}}{l_2} \right) dx = 0 \quad (1.122)$$

Desarrollando el segundo miembro:

$$\int_{-l/2}^{l/2} qxy_2 dx + \int_{-l/2}^{l/2} qx^2 \frac{y_0^{\text{P.Pr.}}}{l_2} dx = \frac{y_0^{\text{P.Pr.}}}{l_2} \int_{-l/2}^{l/2} qx^2 dx = 0 \quad (1.123)$$

$$\int_{-l/2}^{l/2} w x y_2 dx = \frac{y_0^{p.p.r.}}{I_2} J_G \quad (1.124)$$

$J_G$  : Momento de Inercia de la Curva de Pesos, respecto a S. por de  
clinación del Momento Flector y reemplazando el último resul-  
tado:

$$MR_{p.p.r.} = \iint w y_2 dx dx = \int w y_2 x dx$$

$$MR_{p.p.r.} = \frac{y_0^{p.p.r.} J_G}{I_2}$$

$$y_0^{p.p.r.} = \frac{MR_{p.p.r.} \cdot I_2}{J_G} \quad (1.125)$$

Es deseable obtener una expresión para  $y_0$  en función de la curva  
de deflexión inicialmente asumida, para lo cual; el momento resi-

dual: 
$$MR_{p.p.r.} = \int_0^L \int q y_2 dx dx = \int_0^L \int q \left( \frac{y_1 - y_s}{y_1^{p.p.r.} - y_s} \right) dx dx$$

donde  $y_1$  es la ordenada para una viga libre-libre; recordando ade-  
más que:

$$y_0^{p.p.r.} = \frac{I_2 MR_{p.p.r.}}{J_G}$$

Reemplazando la penúltima en la última ecuación, tenemos:

$$y_0^{p.p.r.} = \frac{I_2}{J_G (y_1^{p.p.r.} - y_s)} \left[ \int_0^L \int q y_1 dx dx - \int_0^L \int q y_s dx dx \right] \quad (1.126)$$

Considerando el último término:

$$\int_0^L \int q y_s dx dx = y_s \int_0^L W dx = y_s LW \quad (1.127)$$

$W$  : Peso Total Virtual del Buque

Considerando ahora el integral:  $\int_0^L \int q y_1 dx dx = MR_1^{p.p.r.}$

Momento Residual para el perfil inicialmente asumido, luego:

$$y_0^{p.p.r.} = \frac{I_2}{J_G (y_1^{p.p.r.} - y_s)} \left[ MR_1^{p.p.r.} - y_s LW \right] \quad (1.128)$$

Recordemos finalmente las reglas de los signos:

1. Area bajo la base es negativa
2. La elevación de la base  $y_s$ , es (-), cuando se la hace bajar
3. La Fuerza Cortante Residual es (-), cuando en la P. Pr., está bajo la base.
4. El Momento Flector Residual es (-), cuando en la P. Pr., está bajo la base.
5. La rotación de la base, debe ser hecha hacia arriba en la P. Pr. (contra-reloj), cuando el Momento Residual es negativo.

Una vez aplicado el Método de Schadlovsky, tanto la Fuerza Cortante como el Momento Flector serán nulos, y podremos seguir con el proceso descrito en 1.1.4., según el cual, debemos obtener la doble integral del Momento Flector para obtener la deflexión de la viga.

Excitación de la Hélice: Puede ser de 2 tipos:

- a. Fuerzas de Cojinetes [21]: Son experimentadas por el propulsor cuando opera en un campo de este <sup>la</sup> no-uniforme en la vecindad del casco y sus apéndices.

El propulsor transmite estas fuerzas al casco a través de los cojinetes del eje. El análisis de estas fuerzas comienza a partir del campo de velocidades en una estela dada.

Experimentos [32] muestran que este tipo de fuerza es despreciable en magnitud, respecto a las de superficie, que será explicada a continuación.

- b. *Fuerzas de Superficie.* A medida que las palas de la hélice pasan cerca de la estructura del fondo en la popa del buque, causan una perturbación de presión cíclica sobre el casco, a la frecuencia de las palas, [21].

En el valor relativo de estas alternancias de presión sobre el casco, tiene mucha importancia la holgura de la hélice en el vano del codaste.

En varios buques, [11] se han captado ruidos en el pique de popa, observando que cuando la holgura entre hélice era pequeña se producían ruidos fuertes, como de impacto metálicos; estos ruidos se deben al colapso contra el casco de bolsas mezcla de aire y cavitación.

#### 1.4. Vibraciones más Probables en Pesqueros

En este punto vamos a analizar en forma general los tipos más probables de vibración a bordo de buques pesqueros, de manera que luego de esto, tengamos una idea del orden de posibilidad de presentarse los diferentes tipos de vibración.

- a. *Torsional.* Es el más probable de presentarse, puesto que la característica típica de nuestros pesqueros de tener la Sala de Má

quinas a proa, obliga a utilizar un eje bastante largo, y por tanto con baja rigidez torsional.

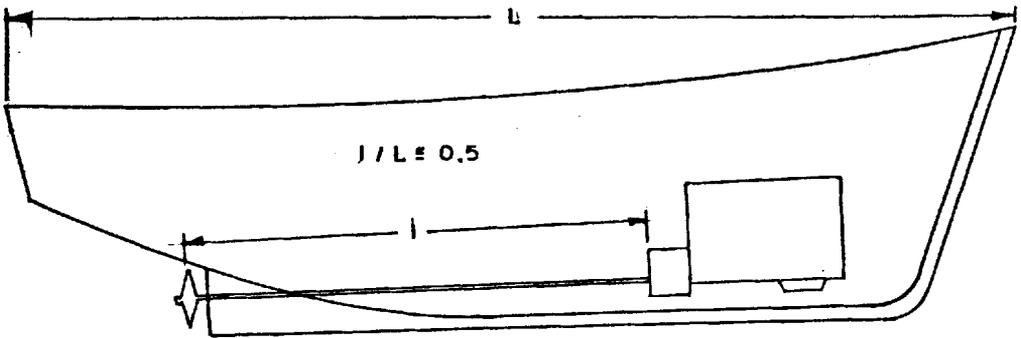


FIG. 1.47  
LONGITUD DEL EJE RESPECTO A LA ESLORA

Esta baja rigidez torsional da lugar a una frecuencia natural baja, lo cual puede dar lugar a resonancia torsional.

Además, el motor principal tiene componentes armónicos de orden relativamente alto y que aún tienen importancia, lo cual amplía las posibilidades de vibración en resonancia.

Finalmente, la excitación torsional proveniente de la hélice, aumenta la posibilidad de resonancia con alguno de sus componentes armónicos.

- b. Longitudinal. Vibración resonante en el caso longitudinal es más bien típico de las instalaciones dotadas de turbinas, en las cuales, dada la alta velocidad de funcionamiento de las mismas, se hace necesario la utilización de un engranaje reductor bastante grande, disminuyendo esta gran masa, la frecuencia natural -

del sistema, y dando lugar a posibles resonancias.

En el caso de las instalaciones energéticas de nuestros buques pesqueros, dada la baja relación de reducción, tendremos relativamente poca masa en este subsistema.

Además, dada la necesidad de utilizar, ejes largos, y para evitar que el eje se deforme junto con la estructura del casco, - bajo la acción de las olas, se prevee a esta última de una gran resistencia longitudinal, dando lugar esto a un alto factor de rigidez y por ende alta frecuencia natural, en sentido longitudinal.

- c. Lateral. No hemos encontrado resultados de estudios sobre este tipo de vibración en pesqueros, de manera que es necesario desarrollar los cálculos teóricos, y tratar de compaginarlos con los resultados experimentales, para luego poder determinar la posibilidad de vibración en resonancia del sistema.

Sin embargo, podemos adelantar que la frecuencia natural está influenciada por el diámetro, material del eje, y principalmente por la distancia entre cojinetes. Aumentando con la primera característica y disminuyendo con la última, debiendo recordar aquí, la recomendación de diseño sobre la relación entre: distancia entre cojinetes y diámetro del eje, de aproximadamente 18, [20] .

del sistema, y dando lugar a posibles resonancias.

En el caso de las instalaciones energéticas de nuestros buques pesqueros, dada la baja relación de reducción, tendremos relativamente poca masa en este subsistema.

Además, dada la necesidad de utilizar, ejes largos, y para evitar que el eje se deforme junto con la estructura del casco, - bajo la acción de las olas, se prevee a esta última de una gran resistencia longitudinal, dando lugar esto a un alto factor de rigidez y por ende alta frecuencia natural, en sentido longitudinal.

- c. Lateral. No hemos encontrado resultados de estudios sobre este tipo de vibración en pesqueros, de manera que es necesario desarrollar los cálculos teóricos, y tratar de compaginarlos con los resultados experimentales, para luego poder determinar la posibilidad de vibración en resonancia del sistema.

Sin embargo, podemos adelantar que la frecuencia natural está influenciada por el diámetro, material del eje, y principalmente por la distancia entre cojinetes. Aumentando con la primera característica y disminuyendo con la última, debiendo recordar aquí, la recomendación de diseño sobre la relación entre: distancia entre cojinetes y diámetro del eje, de aproximadamente 18, [20] .

d. Casco. Este tipo de vibraciones es típico de buques grandes, con bajas frecuencias naturales y por ende con altas posibilidades de resonar.

En el caso de nuestros buques pesqueros, de eslora muy limitada, obtendremos altas frecuencias naturales, y la resonancia, en caso de ocurrir, se presentará con componentes elevados de la excitación, por consiguiente con baja amplitud y que significarán baja respuesta del sistema.

En este tipo de vibraciones, también interviene la rigidez longitudinal del casco, la cual ya lo habíamos mencionado, es bastante alta en nuestros buques.

Sin embargo, no hay resultados de pruebas ó cálculos de este tipo de vibración para el caso de nuestros buques pesqueros, de manera que debemos hacer los cálculos teóricos y comprobarlos en la práctica con las lecturas de la vibración.

En el caso de buques pesqueros en madera, se presentan ciertas condiciones muy particulares: La inercia de la Sección se aumenta aproximadamente en 7 veces respecto de la de buques contruidos en acero, pero el Módulo de Elasticidad del Material (Guayacán), es aproximadamente 240 veces más pequeño que el del acero, de manera que en definitiva, vamos a obtener una disminución de la rigidez del buque-viga (Producto  $E I$ ), en el caso de los buques mencionados.

Esta disminución de la rigidez del buque-viga, va a disminuir - las frecuencias naturales de la vibración del Casco y del Sistema Propulsor en sentido longitudinal, dando lugar a posibles - condiciones resonantes en estos tipos de vibración.

## CAPITULO II

### DETECCION Y MEDICION DE VIBRACIONES A BORDO

Este capítulo trata de describir el método para detectar cualitativa y cuantitativamente vibraciones excesivas que se presenten a bordo de un buque pesquero, para que junto a los resultados analíticos del primer capítulo, poder determinar los orígenes de la vibración.

#### 2.1. Detección Cualitativa y Definición de los Límites Permisibles.

Se trata de determinar en base a preguntas que debe responder el capitán del buque, cuál es el o los tipos de vibraciones con los que nos enfrentamos, para ir cercando el problema, ahorrando cierta cantidad de tiempo que se emplearía en analizar los otros tipos de vibración.

Describiremos algunas formas en que se presentan las vibraciones excesivas y en base a ellas elaborar el cuestionario mencionado en el párrafo anterior; hay que hacer énfasis en la necesidad de que los términos empleados en el cuestionario sean entendidos por quienes lo van a responder.

Se va a insistir en posibles problemas de resonancia, antes que en problemas vibratorios originados por fallas mecánicas del sistema, puesto que estas son muchas veces consideradas por el dueño del buque antes de consultar al ingeniero. Sin embargo, posteriormente serán tratadas y descritas sus formas características de vibrar.

a. Vibraciones Torsionales.- La manifestación más evidente es la ruptura del eje, como consecuencia del torque excesivo al que se

lo somete, [23]. Además, es posible que se presente un golpeteo entre los dientes del reductor, debido a que el torque fluctuante es tan grande que en algunos instantes el diente es flectado hasta perder el contacto con el diente de la rueda opuesta, fig. 2.1.

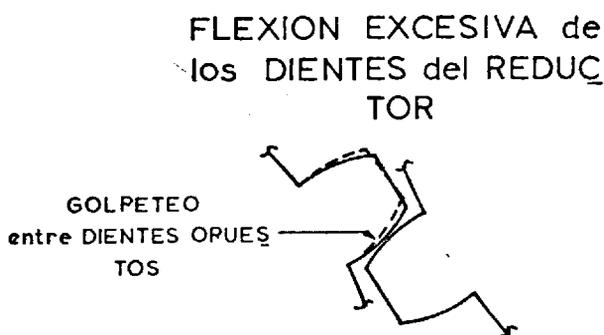


FIG. 2.1.

La manifestación de este fenómeno es un golpeteo en la caja de engranajes, y un desgaste excesivo de las caras de los dientes.

- b. *Vibraciones Longitudinales.* - Las vibraciones excesivas de este tipo de se manifiestan con un desgaste excesivo del cojinete de empuje, que en la mayoría de los casos (Buques pesqueros en nuestro medio) está incluido en la caja de reducción.

Además, quien transmite el empuje que se genera en la hélice, a la estructura del buque, es la base de la máquina principal y - de la caja reductora, y más particularmente a través de los pernos de sujeción, de manera que la vibración excesiva tenderá a doblar y luego romper estos pernos.

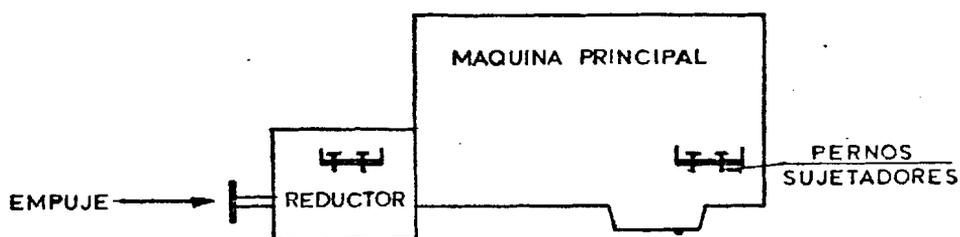


FIG. 2.2.

TRANSMISION DEL EMPUJE A LA ESTRUCTURA DEL BUQUE

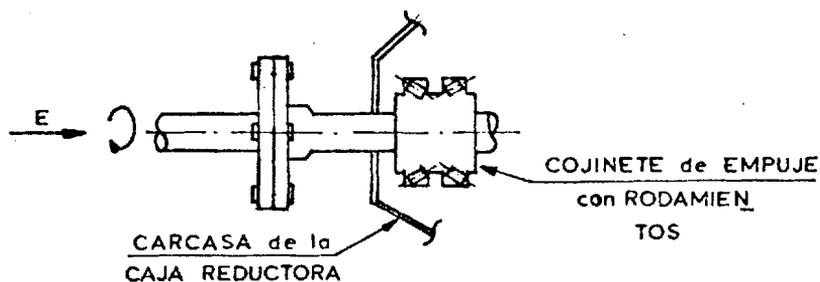


FIG. 2.3.

COJINETE DE EMPUJE INCLUIDO EN EL REDUCTOR

- c. *Vibraciones Laterales.*- Las partes principalmente afectadas con este tipo de vibración son los cojinetes.

Cuando se estableció un modelo, asumíamos que los cojinetes eran "puntos" que no permitían el movimiento del sistema; sin embargo, dado que tienen una cierta longitud, lo cual les lleva a soportar el peso del sistema de ejes, sufren un desgaste más o menos rápido de acuerdo al movimiento del tramo de eje entre dos cojinetes contiguos, fig. 2.4.

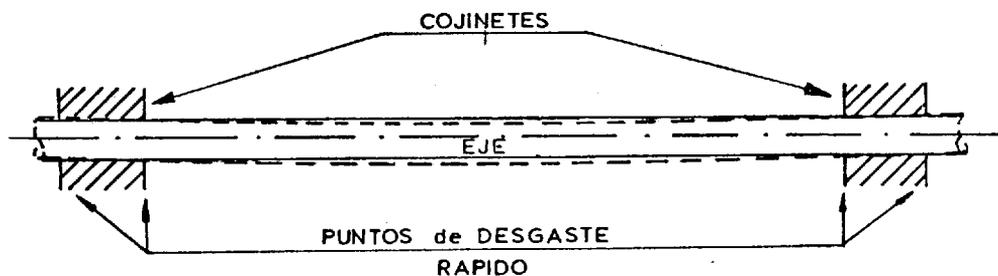


FIG. 2.4.  
DEFORMACION LATERAL DEL EJE

En el caso particular del eje de cola, un desgaste anómalo del cojinete de proa del mismo, puede afectar al prensaestopa, con la consiguiente pérdida de estanqueidad en esta posición.

- d. *Vibraciones Totales del Casco.*- Deben manifestarse a lo largo de todo el buque, es decir, un hombre sobre cubierta debe percibir

una vibración "excesiva", excepto en lugares bien definidos que estarían formando los nodos.

Las amplitudes máximas, considerando una posible resonancia con el modo más bajo ( 2 nodos ), se percibirán en proa y popa, fig. 2.5.

VIBRACION TOTAL del CASCO  
con 2 NODOS

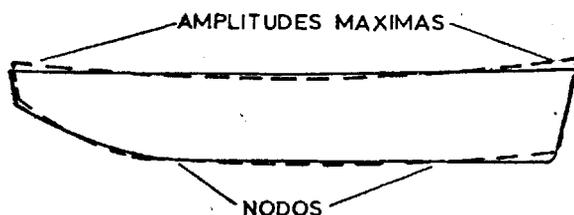


FIG. 2.5.

Si el fenómeno se produce en aguas tranquilas, las vibraciones excesivas del casco producen en el agua unas ondas muy pequeñas, de muy alta frecuencia; así mismo en condiciones favorables, es posible determinar en forma aproximada la posición de los nodos en el tipo de modo de vibración [32] .

A continuación se resumen las características de la vibración excesiva, en un cuestionario que servirá para darnos una idea - del tipo de problema que se trata, e ir acercándonos a la causa de la vibración excesiva a través de sus síntomas:

## CUESTIONARIO PARA DETECCION CUALITATIVA DE PROBLEMAS VIBRACIONALES

## Datos del Buque:

Eslora: ..... Tipo de pesca:.....  
 Manga:..... Material de construcción:.....  
 Calado partida:..... Desplazamiento:.....  
 al retorno:.....

## Maquinaria de Propulsión

Motor: Marca:..... Reducción:.....  
 Modelo:..... Hélice: Diámetro:.....  
 Potencia:..... Peso:.....  
 RPM Nominal:..... # palas:.....  
 RPM de Arrastre:..... Número de descansos:.....

## Torsional

- 1.1. El eje se rompió:..... A cuántas RPM?.....  
 1.2. Con qué frecuencia se repara el reductor?.....  
 .....  
 1.3. Se escuchan ruidos en el reductor?..... A cuántas RPM?.....

## Longitudinal

- 2.1. El cojinete de empuje se desgasta muy rápido?.....  
 2.2. Se rompen o doblan los pernos de las bases de la máquina principal?.....

## Lateral

- 3.1. Los descansos se desgastan muy rápidamente?.....

- 3.2. Hace cuánto tiempo se alineó el Sistema?.....
- 3.3. Ha sufrido algún varamiento ó choque de la Hélice?.....
- 3.4. Hace cuánto tiempo se balanceó la hélice?.....

#### Casco

- 4.1. Siente vibración excesiva en todo el buque?.....  
A cuántas RPM?.....

Una vez identificado el problema, aunque sólo en forma descriptiva, procederemos a la medición de vibraciones y cálculo de frecuencias naturales, poniendo especial interés, en algún tipo particular de vibración, según nos lo indique el cuestionario presentado.

En resumen, el método para determinar problemas vibracionales procede según el diagrama de la fig. 2.6.

METODOLOGIA para DETERMINAR PROBLEMAS VIBRACIONALES a bordo de BUQUES PESQUEROS

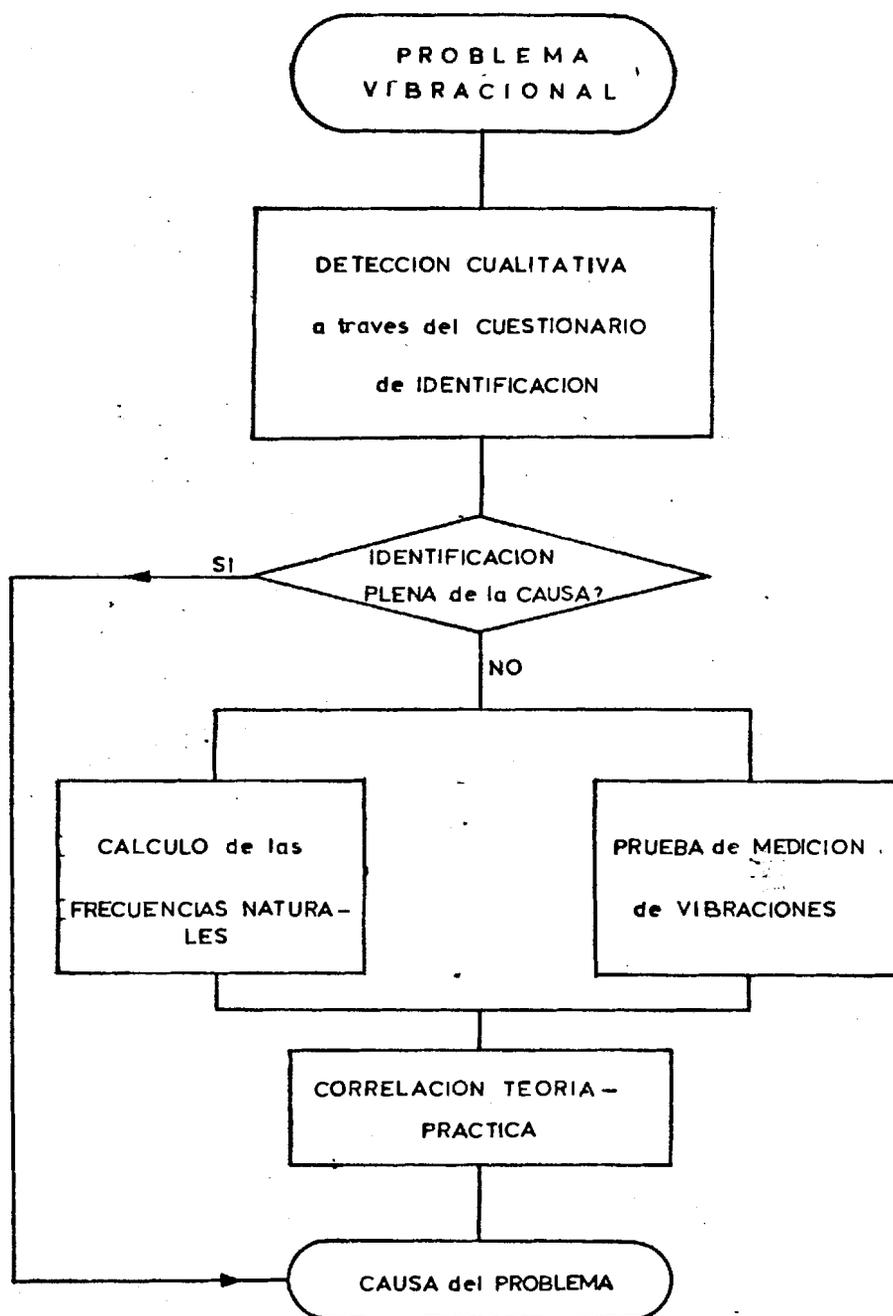


FIG.2.6.

Los límites permisibles de vibración entran en juego, cuando se pretende asegurar el buque, y participan las sociedades clasificadoras con sus Reglamentos. En nuestro medio pesquero, las más de las veces no se aseguran los buques y sólo en algunos casos, se forman asociaciones de armadores y reúnen en conjunto un fondo común contra accidentes de sus buques. Esta asociación no tiene fin de lucro, y por ende las cuotas no son elevadas; además se evitan trámites e investigaciones prolongadas, con las consecuencias para de trabajo.

Sin embargo, estas agrupaciones de armadores no regulan las condiciones técnicas, entre estas, sus niveles de vibración, para la asignación de cuotas, sino sólo el tamaño de los buques, con lo cual pierde importancia práctica cualquier límite de vibración exigido por las sociedades de clasificación.

El único límite se alcanza cuando la vibración es tan alta que impide el trabajo normal del buque, y exige altos costos de mantenimiento: constantes alineamientos, rupturas de partes mecánicas, etc.

## 2.2. Instrumentos a utilizarse y Tipo de Lecturas.- [16], [8].

### 2.2.1. Descripción de los Instrumentos de Medición de Vibraciones.

Básicamente un equipo para medir vibraciones consta de dos partes: Transductor y el Medidor de Vibraciones propiamente dicho.

El Transductor en términos generales, es un dispositivo que convierte un tipo de energía en otro; en nuestro caso, energía mecánica es transformada en energía eléctrica, la cual puede ser medida en aparatos calibrados.

Existen algunos tipos de transductores:

-Acelerómetros, que operan con disco piezo-eléctrico, el cual es presionado por la vibración, causando esta fuerza, por la naturaleza del efecto piezo-eléctrico, una señal eléctrica - proporcional a la compresión. La señal generada es proporcional a la aceleración de la superficie sobre la cual está montada.

En la fig. 2.7., se presenta un esquema muy simplificado de un acelerómetro, y de la representación de sus elementos.

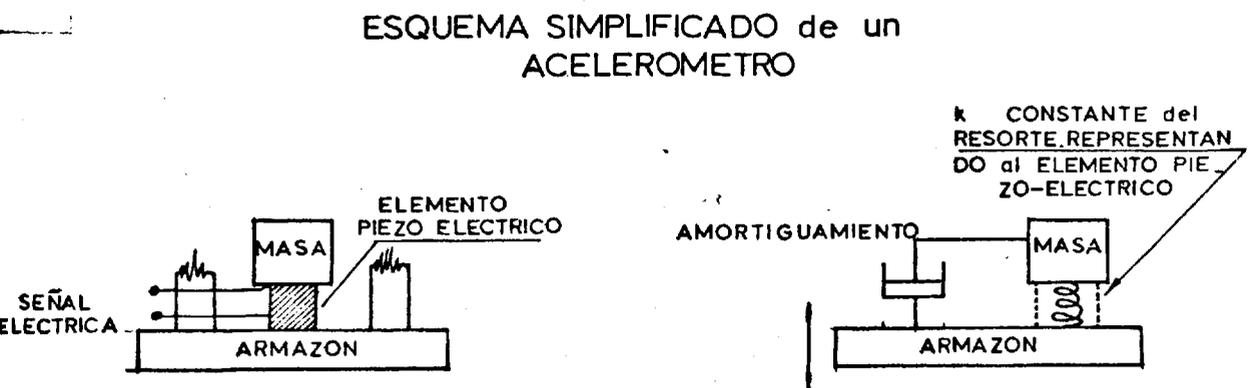


FIG. 2.7

Características del acelerómetro: Poco peso, alta frecuencia natural y rapidez de respuesta a excitaciones cortas.

Para frecuencias muy debajo de la resonante, de la masa y resorte, el desplazamiento es directamente proporcional a la aceleración del armazón, e independiente de la frecuencia. La más alta frecuencia resonante fundamental de un acelerómetro, debido a la masa y resorte, puede estar sobre 100.000 CPS.

-Transductores de Velocidad.- Operan con un magneto permanente, el cual genera una corriente eléctrica cuando un alambre espiral corta sus líneas de campo magnético. La corriente generada es alterna y dependiente de la velocidad.

Generalmente estos transductores masa-resorte, tienen baja frecuencia natural y utilizan el rango que está sobre ella:  
 $10 \div 1.000 \text{ Hz. [15]}$

-Transductores de Proximidad.- No necesitan estar en contacto con la superficie sensada, y la salida o señal eléctrica es proporcional al claro que debe atravesar el campo magnético - generado en la punta del transductor.

El voltaje inducido es proporcional a la razón de cambio del flujo del campo magnético, y proporcional a la velocidad del objeto. Dado que el dispositivo no es perfectamente lineal, su aplicación es limitada.

La influencia más fuerte en la selección del tipo de parámetro a medirse es el rango de frecuencia a la cual se realiza la operación. A continuación se presenta una tabla con los rangos

de frecuencia recomendados y los parámetros adecuados a medirse.

Rango de Frecuencia (Hz)	Parámetro Vibratorio Preferido
1 - 50	Desplazamiento
50 - 1000	Velocidad
1000 - y más	Aceleración

Con esta tabla y las características de cada transductor podemos elegir el tipo adecuado para nuestro análisis.

El transductor solamente capta la vibración que ocurre en la dirección en la cual está apuntando, por ello, es necesario identificar la dirección en la cual se mide la vibración.

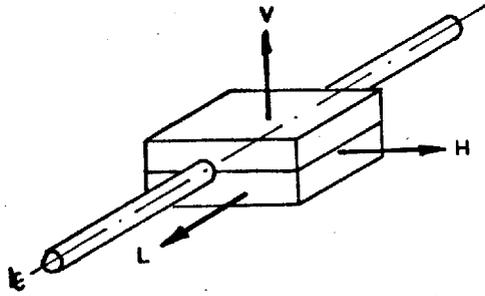
Generalmente consideramos 3 direcciones para el análisis, fig.

2.8:

-Longitudinal, en la dirección de Crujía: L.

-Vertical, tal como su nombre lo indica: V.

-Lateral, perpendicular a las dos anteriores: H.



DIRECCIONES DE MEDICION DE VIBRACIONES

FIG. 2.8.

Los instrumentos utilizados para la medición de vibraciones los podemos clasificar en 3 grupos: Medidores, Monitores y Analizadores de Vibración.

Los Medidores.- son los instrumentos pequeños y portables; usados para medir vibraciones totales; entendiéndose por estas, las predominantes cuando esencialmente no existen componentes de alta frecuencia, ó son de bajo nivel. Si existen componentes de alta frecuencia, el medidor tenderá a leerlos, especialmente su velocidad.

Un monitor es un medidor instalado permanente ó semipermanente en una maquinaria, para proveerle protección continua de vibraciones excesivas.

Una analizador, incluye un filtro sintonizable para separar las frecuencias componentes de una vibración compleja.

2.2.2. Tipos de Lecturas Obtenidas. En las mediciones a bordo, utilizaremos el primero o tercero de los instrumentos mencionados en el punto último: El medidor de vibraciones, nos da la amplitud total y la frecuencia predominante en cada punto de medición. La información proporcionada por este instrumento tiene algunas ventajas y desventajas:

Ventajas:

- Puede ser usado por personal inexperimentado
- Barato y compacto
- Portable
- Efectivo al detectar defectos elementales
- Mínimos datos de registro
- Interpretación y apreciación puede estar basada en Criterios de Aceptabilidad de la Condición establecida como buena.

Desventajas:

- Proporciona solamente una medida total cruda
- Ningún contenido de la frecuencia
- Limitada identificación del defecto
- Insensitivo a efectos de alta frecuencia
- Movimientos incontrolables pueden llevar a falsas apreciaciones.

Con las lecturas del analizador de vibraciones, cada componente es identificada, y relacionada a la frecuencia natural, - puede establecerse su orden.

El filtro selecciona un rango muy angosto de frecuencia y de ella hace la lectura; dependiendo este rango de la sensibilidad del instrumento.

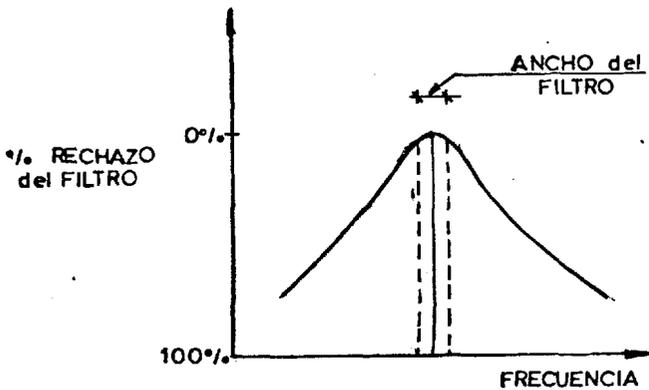


FIG. 2.9.

#### ANCHO DE BANDA DE LA ACCIÓN DEL FILTRO

Cuando se pueda contar con los dos tipos de información: con y sin filtración, estas deberán guardar la siguiente relación, que puede ser usada como comprobación de una buena medición: La suma de las amplitudes (Desplazamiento, velocidad o aceleración), tomadas utilizando el filtro, será igual o excederá a la lectura sin utilizarlo.

Esto se debe a que la vibración total es la suma algebraica de las amplitudes de las componentes, y al sumar, estamos asumiéndolas todas positivas.

En el caso en que no se cumpla la mencionada relación, significa que hemos olvidado alguna componente y deberemos buscarla y medirla.

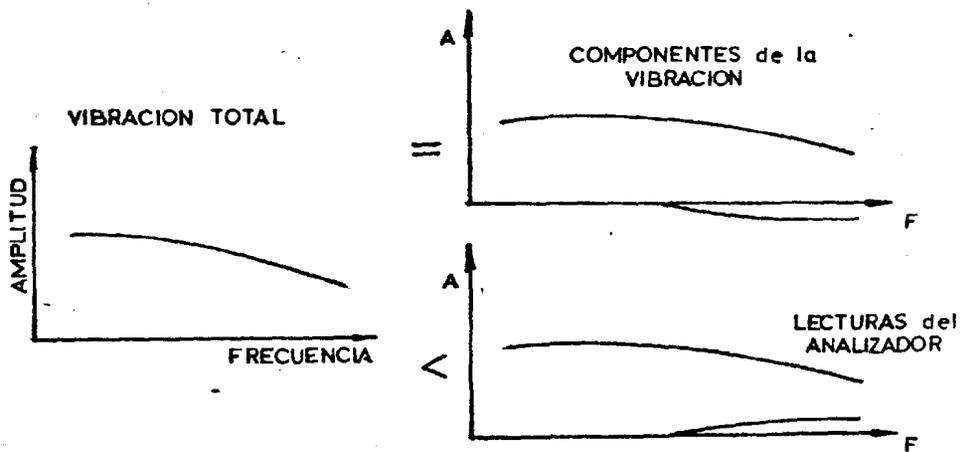


FIG. 2.10

SUMA ARITMETICA Y ALGEBRAICA DE LOS COMPONENTES DE LA VIBRACION TOTAL

### 3. Delineamiento de la Prueba de Medición de Vibraciones.

La prueba consiste en tomar lecturas de desplazamiento y velocidad - en los cojinetes ubicados en la línea de ejes, y en las bases de la máquina principal y reductor, en las tres direcciones ya mencionadas: Longitudinal, Vertical y Horizontal.

Se toman las lecturas en estos puntos, porque es a través de ellos - que el sistema transmite la vibración a la estructura del buque.

En el caso en que se requiera un análisis de la vibración del casco, las medidas serán tomadas sobre cubierta, en los extremos del buque y preferentemente sobre la posición de la hélice.

Luego de haber colectado estos datos, funcionando el motor principal a RPM constantes, deberemos repetir la toma de lecturas, haciendo - trabajar el motor principal con RPM un poco diferentes. Es recomendable que el intervalo entre velocidades del motor sea lo más pequeño posible, alrededor de 100 RPM, y tratando de cubrir el rango operativo de velocidades del buque; se debe poner especial atención a las velocidades en que el buque vibra excesivamente según sus tripulantes.

Para identificar las posiciones en donde se toman las lecturas, se puede dar letras mayúsculas a cada una de ellas:

Además de las lecturas ya mencionadas, para el cálculo de las frecuencias naturales se requieren los siguientes datos:

- Longitud de Sala de Máquinas:
- Dimensiones de las Bases:
- Línea de Acción del Empuje, relativo a las Bases:
- Distancias entre cojinetes:
- Distancia entre prensaestopa y hélice:
- Distancia entre cojinete y reductor:

Estas dimensiones es preferible tomarlas a bordo, por cuanto los planos generalmente difieren de la realidad en forma notable.

Si el análisis se lo quiere extender al Casco, debemos tomar nota de los escantillones de los miembros estructurales que participan en la Resistencia Longitudinal, y de los pesos variables a bordo:

- Carga
- Combustible
- Agua Dulce
- Aceite Lubricante
- Provisiones

La posición relativa de estos pesos y la distribución de inercia se pueden determinar con ayuda de los planos del buque.

Finalmente, es necesario acotar datos sobre las condiciones en las cuales se hizo la prueba como son:

Lugar de la Prueba:

Estado del Mar:

Maquinaria Auxiliar en Funcionamiento:

Maquinaria

Potencia

RPM

#### 4. Resumen de las Mediciones

Existen muchos formatos para presentar datos y mediciones obtenidos durante pruebas de vibraciones, por ejemplo en [28], sin embargo, dadas las condiciones muy diferentes que se presentan en nuestros buques pesqueros, hemos creído conveniente presentar los siguientes formatos para ayudar en el resumen de datos y mediciones:

## a. Características Principales de Diseño:

Nombre del Buque	Empresa Pesquera
Tipo de Buque	Clase
Referencia	Fecha de Prueba

## Características del Buque

Características	Unidades Métricas	Unidades Inglesas
Eslora Total		
Eslora entre Perpendiculares		
Manga		
Puntal		
Calado Máximo		
Calado durante la Prueba		
Desplazamiento total		
Desplazamiento durante la Prueba		

## b. Maquinaria Principal y Sistema de Propulsión:

MAQUINA PRINCIPAL	Marca y Modelo		
	Nº Cilindros		
	Potencia Continua		
	RPM Continua		
	Diámetro Cilindro		
	Carrera		
	Peso (Seco)		
	Orden Encendido		
REDUCTOR	Reducción		
	Peso		
EJE	Diámetro		
	Peso/Unidad Longitud		
HELICE	Diámetro		
	Peso		
	Razón Area Desarrollada		
	Peso		

c. *Mediciones de Vibración.*- La forma usual de presentar mediciones de vibración es en un gráfico bidimensional, con las RPM del eje, ó las del motor principal en las abscisas, y la amplitud de desplazamiento en el eje de las ordenadas, y unir con líneas rectas, los puntos consecutivos ploteados [28] .

Se debe especificar el tipo de instrumento de medición utilizado: medidor ó analizador de vibraciones, la posición y dirección en la cual se ha hecho la lectura.

En el caso de haber utilizado el Analizador de Vibraciones, dado que en cada RPM del motor se han obtenido varias amplitudes de las respectivas componentes, se van a obtener varias líneas quebradas, de acuerdo con la frecuencia de la componente.

En el caso de Mediciones obtenidas con el Medidor de Vibraciones, es necesario especificar la frecuencia predominante de la vibración total; en la figura 2.11 se presenta un ejemplo de la forma de presentar los datos leídos:

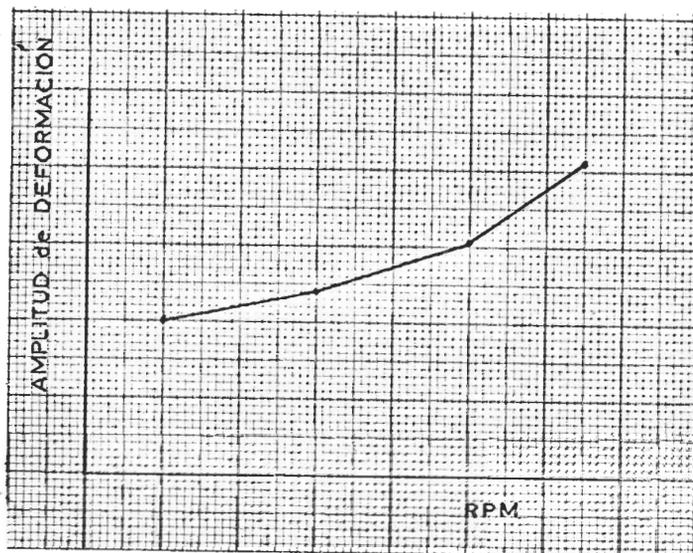


FIG. 2.11.  
FORMA USUAL DE PRESENTAR DATOS SOBRE MEDICION  
DE VIBRACIONES

## CAPITULO III

### ANÁLISIS DE LAS MEDICIONES E INTERPRETACION TEORICA DE LOS PROBLEMAS

#### 3.1. Detección de Vibraciones Excesivas

Como ya se mencionó antes, en la práctica, no se limitan los niveles de vibración a bordo de nuestros buques pesqueros, porque esta sería una exigencia de un seguro, el cual se usa en pocas ocasiones en este medio.

Sin embargo, vamos a citar, sólo con el objeto de establecer comparaciones, las normas dictadas por el Bureau Veritas de Francia, Notas de guía 138 B M. 3.E [5]:

"Límites de Vibraciones para Estructuras :

Los valores que se presentan pueden ser considerados como límites para un nivel de aceleración permitido correspondiente para vibraciones estructurales:

- a. Hasta 1g (Aceleración de la gravedad) para estructuras sobre los cuales son fijados soportes auxiliares, tubulaciones, etc.
- b. Hasta 1.5 g para las partes libres de la estructura de acero, especialmente si éstas deberán estar inmersas en la mayoría de los casos en líquidos.

Estos valores de aceleración son dados para comprobar si el proyecto estructural es bueno o si la soldadura es de un patrón satisfactorio.

### *Límites de Vibración para Motores y Auxiliares :*

Es difícil definir el valor límite que los elementos mecánicos del sistema propulsor y sus auxiliares pueden resistir. Generalmente se puede admitir que éstas que están abajo de 1 g no producen rupturas, a menos que por resonancia, exijan una sollicitación más importante de ciertos elementos.

Para elementos mecánicos, como refuerzos, es admisible una aceleración un poco mayor: 1.2 g"

Es muy probable que cuando se solicite eliminar una vibración severa a bordo, no se pueda bajar las amplitudes de la vibración hasta los límites exigidos, puesto que significaría soluciones costosas las que serán probablemente rechazadas por el armador, sin embargo, debe tenérselas en cuenta para darse una idea de lo que significan vibraciones severas en otros países.

## *2. Correlación Teoría - Práctica y Determinación de las Causas de los Problemas.*

El objetivo fundamental de este trabajo es el de encontrar las frecuencias naturales del Sistema Propulsor y Casco de buques pesqueros, para que junto a las frecuencias de excitación, poder determinar posibles zonas de resonancia durante el funcionamiento del buque.

Luego de haber hecho los cálculos pertinentes y tomadas las lecturas de vibraciones, podemos ahora comparar los resultados teóricos y prácticos obtenidos, para determinar si el origen de las vibraciones

excesivas están en la resonancia o por vibración debido a fallas mecánicas del sistema.

Hay que resaltar un punto: La excitación puede descomponerse en infinito número de funciones, según las Series de Fourier, y cada componente tiene frecuencia igual a un número entero de veces la frecuencia más baja.

Si asumimos que el Sistema responde en forma lineal, esta respuesta será la suma de las respuestas del Sistema a cada una de las componentes de la excitación, habiendo la posibilidad de que el Sistema entre en resonancia con cualquiera de las componentes de la excitación.

Sin embargo, si consideramos las amplitudes de las componentes de la excitación, vemos que éstas van disminuyendo conforme aumenta el número de orden de la componente, y su acción sobre el sistema será cada vez más despreciable.

Fruto de la experiencia de muchos autores, [9], [32], se puede considerar problemática la resonancia con la primera o máximo segunda componente de la excitación, en el caso de la hélice.

Ahora bien, ¿cómo podemos saber si nuestro cálculo de frecuencia natural es correcto?. Se puede determinarlo con la siguiente observación:

Consideremos un gráfico Amplitud vs. RPM del motor, o del eje, que fue especificado en Resumen de Mediciones.

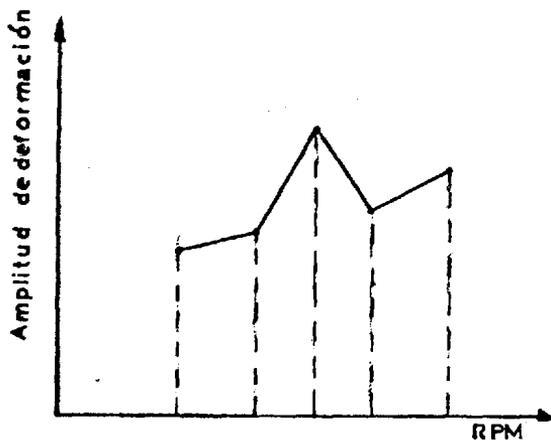


FIG. 3.1.  
DETECCION DE PROBLEMAS RESONANTES

Al aumentar las revoluciones por minuto, han aumentado todas las amplitudes de excitación, sean estas: Empuje, Torque, Momento Flector sobre el eje,  $\delta$  Presión sobre el Casco, de manera que debemos esperar una respuesta mayor del sistema; sin embargo, en algunos casos obtendremos una disminución de la respuesta como indicativo de que estamos saliendo de una zona de resonancia.

De manera que debemos tomar nota de si una frecuencia de excitación, función de las RPM, o un múltiplo de ella es "igual" a alguna de las frecuencias naturales calculadas.

Si el análisis anterior no nos conduce a la conclusión de que la respuesta excesiva se debe a resonancia, es decir siempre que aumenta la excitación, aumenta la respuesta, debemos analizar el problema como originado por algún mal funcionamiento del sistema.

A continuación detallamos los más comunes:

- a. Desbalance.- Es una vibración auto-excitada, es decir, su movimiento significa excitación para sí mismo.

El tipo más sencillo es el denominado estático, en el cual todas las masas desbalanceadas están ubicadas en un sólo plano.

Consideramos un eje con un disco, que están rotando juntos [31], cuyo centro de gravedad no coincide con el centro geométrico - (Desbalance y soportado por dos cojinetes) fig. 3.2.:

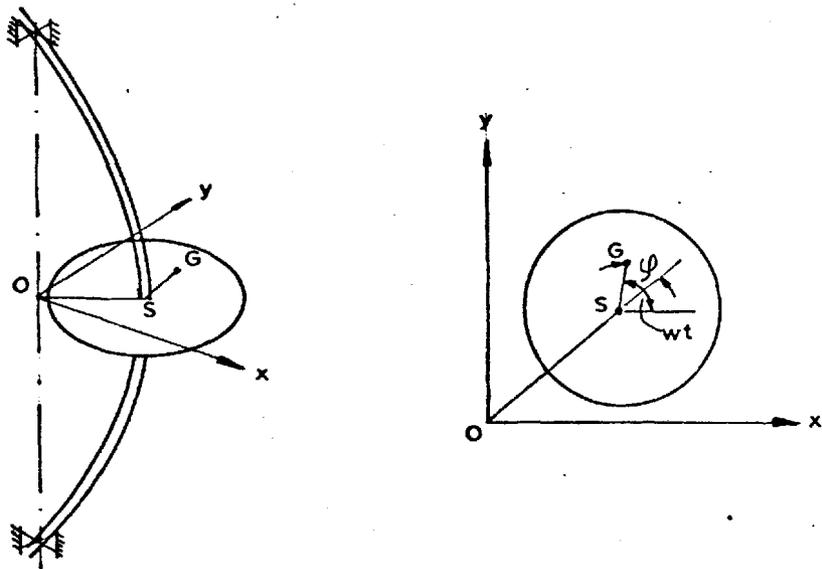


FIG. 3.2

#### DESBALANCE ESTÁTICO DE UN DISCO

Trazando una línea recta entre los cojinetes, esta intersecciona al disco en O. El centro geométrico del disco están en S, y el centro de gravedad en G, a una distancia e.

Consideremos el caso más sencillo, en el cual, el plano formado por la línea de centros del eje y la recta entre cojinetes rota a la misma velocidad que el eje.

Si denominamos  $x_s$  y  $y_s$  las coordenadas del punto S, las coordenadas del centro de gravedad serán:

$$x_G = x_s + e \cos \omega t$$

$$y_G = y_s + e \sin \omega t$$

Consideraremos además de las fuerzas de inercia, el rozamiento, proporcional a la velocidad de giro y la fuerza restauradora, proporcional a la deformación, y establezcamos la ecuación del equilibrio de fuerzas:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2}{dt^2} (x_s + e \cos \omega t) &= -K x_s - C \dot{x}_s \\ m \frac{d^2}{dt^2} (y_s + e \sin \omega t) &= -K y_s - C \dot{y}_s \quad (3.1) \end{aligned}$$

Transformando estas ecuaciones en:  $m \ddot{x}_s + C \dot{x}_s + K x_s = m e \omega^2 \cos \omega t$

$$m \ddot{y}_s + C \dot{y}_s + K y_s = m e \omega^2 \sin \omega t \quad (3.2)$$

Las ecuaciones (3.2) representan movimiento vibratorio amortiguado y forzado: la frecuencia de excitación es la frecuencia de rotación y se origina de su condición de desbalance.

La amplitud de vibración será proporcional al desbalance ( $me$ ), y dado que la fuerza "excitadora" es la centrífuga, la deformación será en la dirección radial.

*Desbalanceamiento Dinámico.*- Cuando el desbalanceamiento aparece en más de un plano, [31], aparecen como resultado una fuerza y un momento oscilante.

Este tipo de desbalance es detectado sólo si el sistema es rotado, fig. 3.3., ya que si los desbalances están desfasados 180 grados - y son de igual magnitud, el rotor está estáticamente estará balanceado.

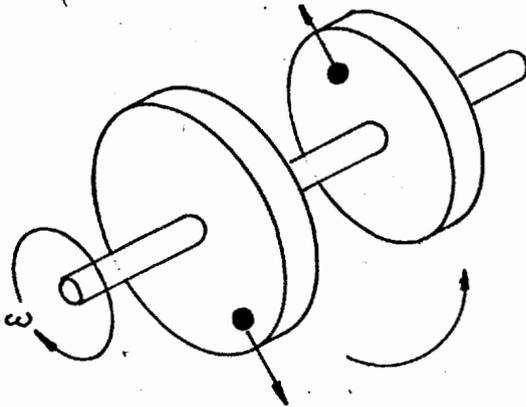


FIG. 3.3.

#### DESBALANCE DINAMICO

Sin embargo, este sistema al ser rotado, cada desbalance generará una fuerza centrífuga rotativa, tendiendo a hacer bambolear el rotor.

Finalmente, debemos hacer una observación respecto de la rigidez del rotor desbalanceado, [15]:

Un rotor es considerado rígido, cuando puede ser corregido en cualesquiera dos planos (Arbitrariamente escogidos) y, después de

la corrección, su desbalance no excede significativamente las tolerancias de balanceamiento (Relativos al eje) a cualquier velocidad hasta la velocidad operativa máxima y rotando bajo condiciones que se aproximan cercanamente a aquellas del sistema de soporte final.

En un rotor flexible, la fuerza centrífuga originada por el desbalance ( $e$ ), crea una flexión del rotor:  $x$ , lo cual ocasiona una fuerza centrífuga adicional y una mayor flexión del rotor. De tal manera que siendo  $k$ , la rigidez del rotor, la ecuación de equilibrio sería:

$$m(e+x)w^2 = Kx \quad (3.3)$$

$x$  : Deflexión del Eje

$e$  : Desbalance del Sistema Original

b. Desalineamiento.- Existen 3 tipos básicos de desalineamiento:

- Angular: Cuando la línea de centros de los dos ejes se encuentran a un cierto ángulo:

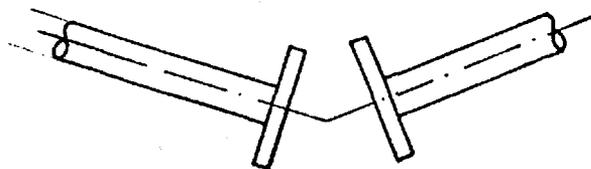


FIG. 3.4

La frecuencia de vibración será la misma que la rotación:

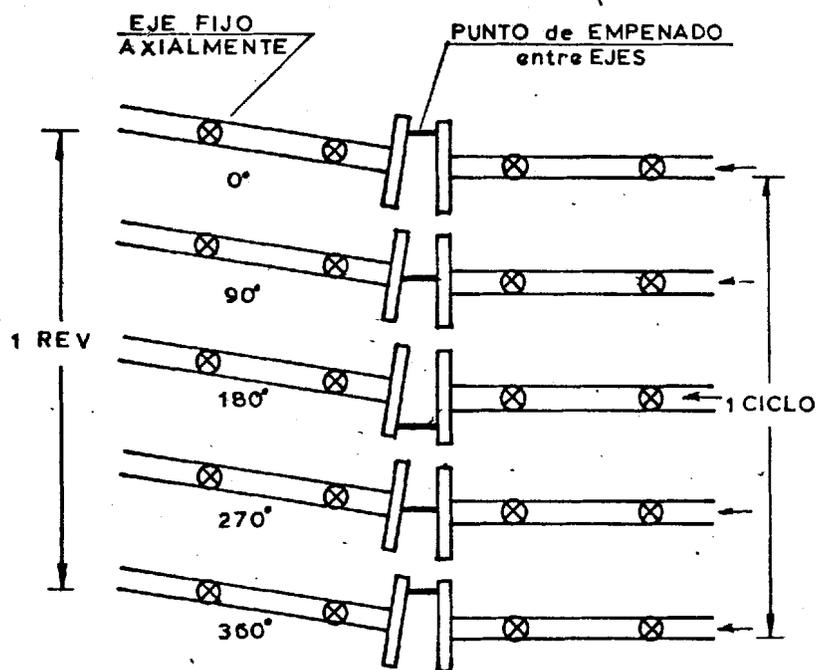


FIG. 3.5 [b]

Da lugar a vibración en la dirección axial.

- Excéntrico: Cuando las líneas de centros de los ejes están paralelas, pero desplazadas una respecto de la otra.

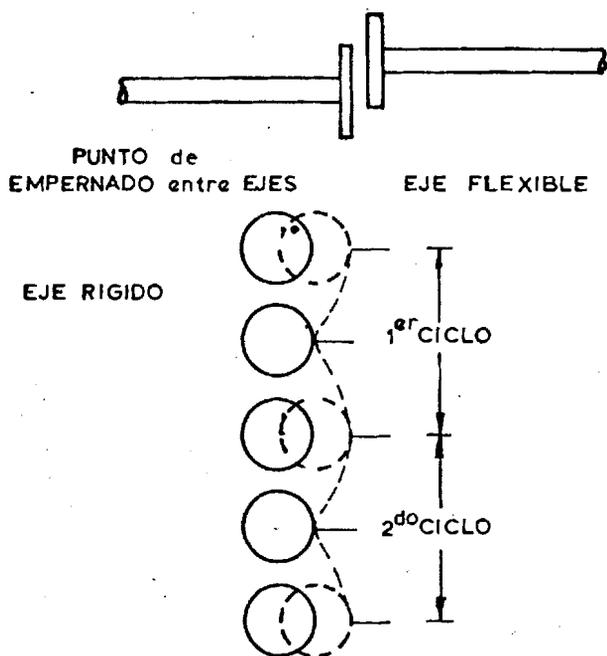


FIG. 3.6 [8]  
DESALINEAMIENTO EXCENTRICO

La frecuencia de vibración será dos veces la de rotación de los ejes, y en la dirección radial.

- Combinación de los dos tipos descritos: Un eje actúa como si se tratara de un desalineamiento angular.

Como regla práctica para determinar si la causa de una vibración es desalineamiento o flexión del eje es: Comparar si la amplitud de la vibración axial es mayor que la mitad de la radial más grande (Horizontal o Vertical); si se da este caso, - entonces debe esperarse desalineamiento o flexión del eje.

En algunos ocasiones el desalineamiento puede presentarse aún cuando no se envuelva ningún acoplamiento, sino entre un coji

nete y su eje, combinado con algo de desbalance , producirá vibración axial. La causa real de la vibración es desbalance, y las amplitudes tanto axial como radial disminuirán cuando se haga el balance correctivo.

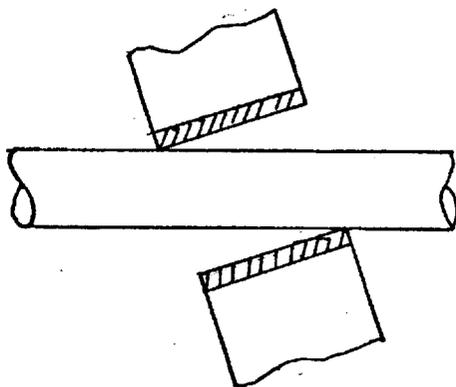


FIG. 3.7  
DESALINEAMIENTO ENTRE EJE Y COJINETE

c. *Cavitación.*- Es un fenómeno encontrado en propulsores altamente cargados, en los cuales existe una rotura progresiva del flujo, y una consecuente pérdida del empuje, [9] . En la cara de succión de la hélice, dada la baja presión, que puede llegar a la de vapor para la temperatura del agua, esta, no puede soportar esta tensión y se vaporiza, con la formación de burbujas y cavidades.

El colapso de las burbujas de cavitación, mientras viajan hacia regiones de mayor presión, hacia el borde de salida, produce una "implosión", la cual excita a la hélice y al sistema de ejes.

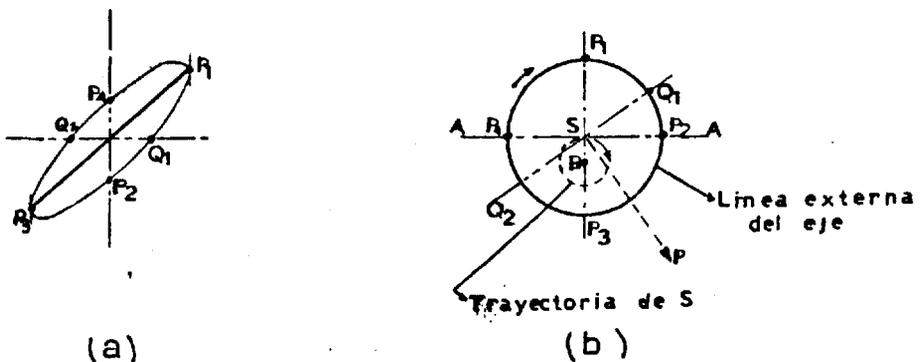
Se han determinado experimentalmente las presiones producidas por el colapso de las burbujas, y pueden ser tan altas como 180

ton/pul<sup>2</sup>, [9] .

Esta excitación, debido a su origen, colapso de burbujas de vapor, no tiene una relación definida de generación, por lo que solamente esperaremos una alta frecuencia como característica de este fenómeno randómico.

- d. Remolineo Histerético.- Como veremos, es un problema de naturaleza auto-excitada. La histéresis es una desviación de la Ley de Hooke del esfuerzo-deformación, y aparece en la mayoría de los materiales que soportan esfuerzos cíclicos.

En la fig. 3. , vemos una sección transversal de un eje que está ubicado entre dos cojinetes, con centro S, el centro de los cojinetes es C.: en la fig. 3. .b, se muestra la relación esfuerzo-deformación, en el caso en que la histéresis está presente; - esta relación se presenta como una fina elipse, siempre desarrollada en dirección de las manecillas del reloj.



VIBRACION AUTO-EXCITADA, REMOLINEO HISTERETICO

En la Fig. 3. .b, se presentan los puntos de la Fig. 3. .a, es decir los de máxima y mínima deformación, y además, a partir de esta figura, pasaremos los puntos que no soportan esfuerzos:  $O_1$ , entre  $P_1$  y  $P_4$ , y  $O_2$  entre  $P_2$  y  $P_3$ .

Con algo de deformación radial, el eje inducirá un eje de deformación neutro, normal a la dirección de deflexión:  $P_1-P_3$ . La histéresis o fricción interna, causará un desfaseamiento en el desarrollo del esfuerzo durante la rotación del eje alrededor del eje de deformación neutra. Como efecto de esta rotación, la fuerza resultante, no es paralela a la deformación.

Esta fuerza tiene una componente en la dirección del remolineo, - que lo favorece, aumentando de esta forma la fuerza centrífuga, - que tiende a flectar aún más el eje.

El remolineo histerético puede ocurrir solamente a una velocidad rotacional sobre la primera velocidad crítica del eje; se ha mostrado además una vez que el remolineo ha empezado, la velocidad del mismo, es aproximadamente la mitad de las rpm.

Un buen método para evitar este problema, es limitar los ejes a operación subcrítica, pero esto es innecesariamente e indescablemente restrictivo: más efectivo es la limitación de las características histeréticas del rotor: muchos investigadores han sugerido que el efecto histerético esencial es causado por el trabajo - en las caras de las uniones de un rotor, antes que dentro del ma-

Cuando esto ocurre, cualquier remolineo inducido resulta en fuerzas centrífugas incrementadas, las cuales cierran el claro y resulta en un incremento de la fuerza tangencial desestabilizadora. La tendencia a la inestabilidad, es evidente cuando esta fuerza tangencial excede a las fuerzas de amortiguamiento estabilizadoras.

Para ser inestable, el eje debe rotar a una velocidad igual o mayor a 2 veces la velocidad crítica, de manera que esperaríamos la razón de la frecuencia a las rpm a ser aproximadamente 0.5.

Existen algunas medidas para restringir este efecto negativo: Restringir las rpm, a velocidades menores a 2 veces la crítica; variaciones en el detalle geométrico de los cojinetes: cojinetes ranurados ó con almohadillas basculables, etc.

Como complemento en la detección de la causa de vibración excitada por el mal funcionamiento de algún elemento del sistema, presentamos el siguiente cuadro, tomado de [16], para la identificación de las fallas que excitan vibraciones en sistemas mecánicos:

C A U S A	AMPLITUD	FRECUENCIA	FASE	OBSERVACIONES
Desbalance	Proporcional al desbalance Mayor en la dirección <u>ra</u> dial.	1 x RPM	Una marca de referencia	La causa más común de vibraciones
Desalineamiento de acoples y cojinetes o eje <u>dobla</u> do.	Gran vibración axial. Vibración radial.	1 x RPM usual. 2 y 3 x RPM a veces.	Simple, doble o triple.	Mejor identificado por la aparición de una gran vibración axial. Usar indicadores de dial u otro método para un diagnóstico positivo. Si la máquina una cojinetes de deslizamiento y no existe desalineamiento del acople, entonces balancear el rotor.
Cojinetes malos (rullimanes).	Inestable. Usar lectura de velocidad si es posible,	Muy alta. Varias veces las RPM.	Errática.	El cojiente cuasante probablemente sea el más cercano al punto de la mayor - lectura de alta frecuencia.
Ejes <u>excén</u> tricos.	No muy grande generalmente.	1 x RPM	Una marca	Si ocurre en engranajes, la mayor vibración ocurre en línea de centros de los engranajes. Si en motores o generadores, la vibración desaparece cuando se corte la energía. Si en bomba o ventiladores, intente balancear.
Engranajes malos o ruido de engranajes.	Baja. Medir velocidad si es posible.	Muy alta. # dientes x RPM	Errática	
Desajuste mecánico.		2 x RPM	Dos marcas de referencia. Un poco errática.	Generalmente acompañado por desbalance y/o desalineamiento.

Transmisiones por banda de- fectuosas.	Errática o pulsante	1, 2, 3, 4 x RPM de las - bandas.	Una o dos partes dependiendo de - la frecuencia. Usualmente ines- table.	Uso del estroboscopio es la mejor manera de inmovilizar la banda de- fectuosa.
Eléctrica	Desaparece cuando se corta la e- nergía e' - léctrica.	1 x RPM o 1 ó 2 x fre - cuencia de sincronismo.	Simple, marca do- ble rotatoria.	Si la amplitud de vibraciones decre- ce instantáneamente cuando se cor- ta la energía eléctrica, la causa es eléctrica.
Fuerzas Aero- dámicas Hidráulicas.		1 x RPM o # de álabes x RPM		Poco usual como causa de problemas excepto en casos de resonancia.
Fuerzas re- cíprocantes.		1, 2 y órde- nes superio- res x RPM.		Inherente en máquinas recíprocantes, sólo puede ser reducida por cambios de diseño o aislamiento.

## CAPITULO IV

## APLICACION PRACTICA DE LA METODOLOGIA DESCRITA AL B/P ESPOL 1

## a. Descripción del Buque.

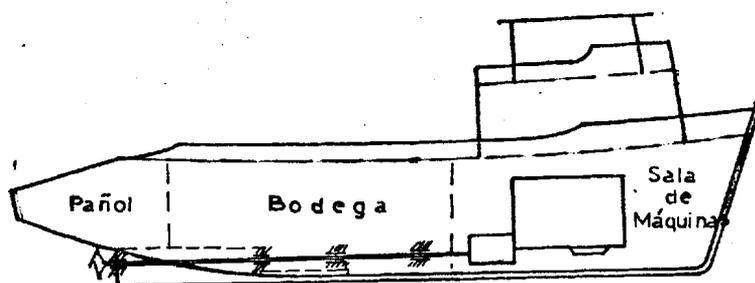
Es un buque pesquero, que puede trabajar con cerco ó con arrastre, -  
construido en madera, y que sirve como buque de entrenamiento para -  
los estudiantes de Tecnología Pesquera de la Escuela Superior Poli -  
técnica del Litoral.

Para presentar sus características principales y datos para el cálculo  
de las frecuencias naturales, vamos a utilizar los formatos des -  
critos en 2.4.

## b. Características Principales del Buque.-

Nombre del Buque	B/P ESPOL 1	Empresa Pesquera	Escuela Superior Politécnica del Litoral
Tipo de Buque	Pesquero	Clase	Arrastrero-Carguero
Referencia	Fecha de Prueba		

B/P ESPOL 1

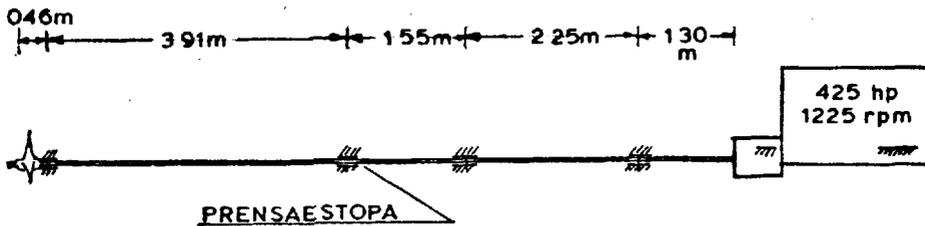


## Características del Buque

Características	Unidades Métricas	Unidades Inglesas
Eslora Total	19.21 mts.	63.0 p
Eslora entre Perpendiculares	18.30 mts.	60.0 p
Manga	5.66 mts.	18.58 p
Puntal	2.75 mts.	9.0 p
Calado Máximo	2.06 mts.	6.75 p
Calado durante la prueba	1.82 mts.	6 p
Desplazamiento total		
Desplazamiento durante la prueba	80 t	

## Características Principales del Sistema Propulsor.-

## B/P ESPOL 1



MAQUINA PRINCIPAL	Marca y Modelo	Caterpillar	D 3 5 3
	Nº Cilindros	6	
	Potencia Continua	425 hp	
	RPM Continua	1225 rpm	
	Diámetro Cilindro	159 mm	6.25 plg
	Carrera	203 mm	8.00 plg
	Peso (Seco)	3020 Kg	66 60 lbs
	Orden de Encendido	153624	
REDUCTOR	Reducción	2:94:1	
	Peso	1451 Kg	3.200 lbs
EJE	Diámetro	102 mm	4 plg
	Peso/Unidad Longitud		
HELICE	Diámetro	1.37 mts	54 plg
	Peso	0.97 mts	38 plg
	Razón Area Desarrollada	0.67	
	Peso	246 Kg	541 lbs

c. Cálculo de las Frecuencias Naturales de Vibración Torsional del Sistema Propulsor.-

1. Inercia de cada Estación del Cigüeñal.-

Peso del Embolo y Biela:

Según las relaciones empíricas presentadas en 1.1.1., y asumiendo que están contruidos de aleación ligera:

$$m_e / F_e = 23 \text{ gr/cm}^2$$

$$m_b / F_e = 35 \text{ gr/cm}^2$$

$m_e$  : Masa del Embolo

$m_b$  = Masa de la Biela

$F_e$  : Area del Embolo

$m_b$  = 6.95 Kg

$$m_e : 4.57 \text{ Kg}$$

De esta masa, aproximadamente, el 40% tiene movimiento recíproco, es decir: 2.78 Kg; y el resto tiene movimiento rotativo: 4,17 Kg; esta última masa se asume concentrada en el muñón del cigüeñal.

Para calcular la Inercia de una Estación del Cigüeñal, debemos di mensionarla:

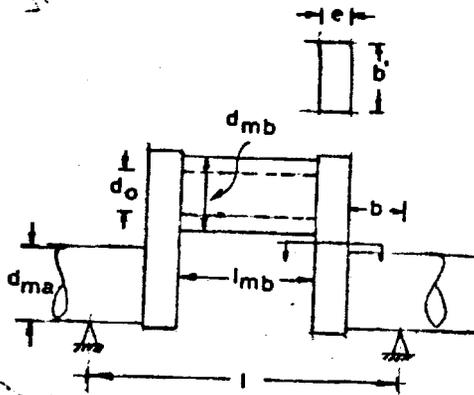


FIG. 4.1.

Presentamos los resultados:

$$l = 19.88 \text{ cm}$$

$$d_{mb} = 11.29 \text{ cm}$$

$$l_{mb} = 9.60 \text{ cm}$$

$$d_{ma} = 8.75 \text{ cm}$$

$$l_{ma} = \text{intermedios} = 4.59 \text{ cm}$$

$$l_{ma} = \text{extremos o medio} = 6.78 \text{ cm}$$

$$d_0 = 6.77 \text{ cm}$$

$$e = 4.13 \text{ cm}$$

$$b = 19.08 \text{ cm}$$

Según la fórmula 1.22, y considerando la contribución de los contrapesos:

Vamos a tomar  $8020 \text{ Kg/m}^3$  como peso específico del acero a través de todo el cálculo:

$m_M$  : Masa de las 2 manivelas

$m_{mb}$  : Masa del muñón de biela

$m_b \text{ ROT}$  : Masa de biela que se considera tiene movimiento rotativo.

$r$  : Radio de la manivela

$I_{\text{ROT}}$  :  $0.126 \text{ Kg-m}^2$

$I_{\text{ESTACION}}$  :  $0.03 \text{ Kg-seg}^2$

## 2. Inercia del Volante.-

A partir de la fórmula (1.39), utilizando el valor adecuado a nuestro motor, de la constante  $K$  que viene dado en la tabla III, 1.1.1., podemos calcular el valor de  $PD^2$ :

$$PD^2 = 10.40 \text{ Kg-m}^2$$

$P$  : Peso de la Corona

$D$  : Diámetro del Volante

La inercia del volante se puede calcular, utilizando la fórmula (1.42)

$$I_{\text{VOL}} = 0.27 \text{ Kg-seg}^2$$

Para considerar la inercia de los discos del embrague, vamos a aumentar en 20% este valor; este valor aproximado se lo obtuvo de un gráfico sin escala proporcionado por una de las empresas distribuidoras de motores marinos:

$$I_{VOL} = 0.32 \text{ Kg-m-sec}^2$$

### 3. Inercia de los Engranajes del Reductor.-

La reducción total es de 2.94, lograda en 2 pasos, los cuales son aproximadamente iguales (medida de un reductor fuera de servicio) así:

$$n_1 = n_2 = \sqrt{2.94} = 1.71$$

Utilizando la relación (1.44):

$$D_1 = 10.06 \text{ cm}$$

$D_1$  = Diámetro del Piñón de la primera reducción

$$D_2 = n_1 \times D_1 = 17.20 \text{ cm}$$

Utilizando ahora la relación (1.46):

$$D_3 = 10.94 \text{ cm}$$

$D_3$  = Diámetro del Piñón de la segunda reducción

$$D_4 = n_2 \times D_3 = 18.71 \text{ cm}$$

La longitud de los dientes se puede obtener de la relación:

$$l = 0.45 D_{\text{PINON}} : \text{Ancho de la Cara del Diente}$$

Calculemos ahora las inercias de los piñones y ruedas, fórmulas (1.48) y (1.49):

$$I_{P1} = 3.72 \times 10^{-4} \text{ Kg-seg}^2\text{-m}$$

$$I_{P2} = 5.67 \times 10^{-4} \text{ Kg-seg}^2\text{-m}$$

$$I_{R2} = 3.33 \times 10^3 \text{ Kg-seg}^2\text{-m}$$

$$I_{R4} = 5.07 \times 10^{-3} \text{ Kg-seg}^2\text{-m}$$

#### 4. Rigidez Torsional del Eje.

Aplicando la ecuación (1.52):

$$G_{\text{ACERO}} = 8.4 \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2, \text{ M\u00f3dulo de Rigidez Transversal}$$

$$J_G = 1.06 \times 10^{-5} \text{ m}^4, \text{ Momento polar de inercia de la Secci\u00f3n}$$

$$K = 9402.3 \text{ Kg-m/radi\u00e1n}$$

#### 5. Rigideces Torsionales de las Estaciones del Cig\u00fcenal.-

Usando la f\u00f3rmula del punto 1.1.1.f: 
$$K = \frac{\alpha_G}{\frac{I_{mb+e}}{H_c} + \frac{2b \cdot e}{H_s}}$$

Asumiendo un valor medio de  $\alpha$  de: 1.00

$$H_s = 3.69 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$H_c = 13.9 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Obtenemos un valor de dicha rigidez de:

$$K = 4.00 \times 10^5 \text{ Kg-m/radián}$$

6. Rigideces de ejes entre las reducciones.

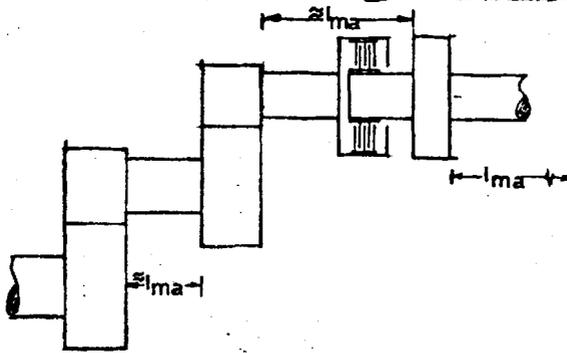


FIG. 4.2

A falta de información, vamos a asumir las distancias entre la última estación y el volante, entre el embrague y el primer piñón, y entre la primera rueda y el segundo piñón, igual a  $l_{ma} = 6.78 \text{ cm}$ , y con diámetro  $d_{ma} = 8.75 \text{ cm}$ .

Las rigideces de los 2 últimos "resortes" será:

$$K = 7.13 \times 10^5 \text{ Kg-m/radián}$$

La rigidez de la sección del cigüeñal entre la última estación y el volante será:

$$K = 4.57 \times 10^5 \text{ Kg-m/radián}$$

### 7. Inercia de la Hélice.-

Según el gráfico presentado en la sección 1.1.1.e, fig. 1.16, entrando en el gráfico con el diámetro de la hélice, de 54 pulgadas:

$$J'_H = 190 \text{ lb-pulg.} \cdot \text{seg}^2 = 2.19 \text{ Kg-m} \cdot \text{seg}^2$$

Según la referencia [2] , para considerar el efecto de la masa a ñadida, debemos aumentar a la Inercia de la hélice ya calculada, el 25%:

$$J_H = 2.74 \text{ Kg-m} \cdot \text{seg}^2$$

### 8. Coeficiente de Amortiguamiento.-

- De la Hélice:

Utilizando la fórmula 1.92:

$$\text{Con Torque : } Q = 7.41 \times 10^2 \text{ Kg-m}$$

$$c_H = 38.72 \text{ Kg-m} \cdot \text{seg/radián}$$

- De los pistones:

Utilizando la fórmula 1.93:

$$c_i = 7.45 \text{ lb-pie} \cdot \text{seg/radián} = 1.03 \text{ Kg-m} \cdot \text{seg/radián}$$

- Amortiguamiento interno:

$$\text{Eje: } g_E = 10.77 \text{ Kg-m} \cdot \text{seg/radián}$$

Estaciones del Cigüeñal:

$$g_6 = 1.56 \times 10^2 \text{ Kg-m-seg/radián}$$

Estación extrema del cigüeñal:

$$g_7 = 1.78 \times 10^2 \text{ Kg-m-seg/radián}$$

- Ejes del reductor:

$$g_8 = 2.78 \times 10^2 \text{ Kg-m-seg/radián}$$

$$g_9 = 4.77 \times 10^2 \text{ Kg-m-seg/radián}$$

#### 9. Inercia de los Resortes Torsionales.-

Según [31], cuando la masa o inercia del resorte es apreciable, de bemos sumar un tercio de su masa ó inercia a los subsistemas ubi- cados en los extremos del mismo.

En nuestro caso, el resorte con inercia considerable es el eje, cu ya inercia es:

$$J_{EJE} = 0.082 \text{ Kg-m-seg}^2$$

$$1/3J_{EJE} = 0.027 \text{ Kg-m-seg}^2$$

#### 10. Representación del Sistema.-

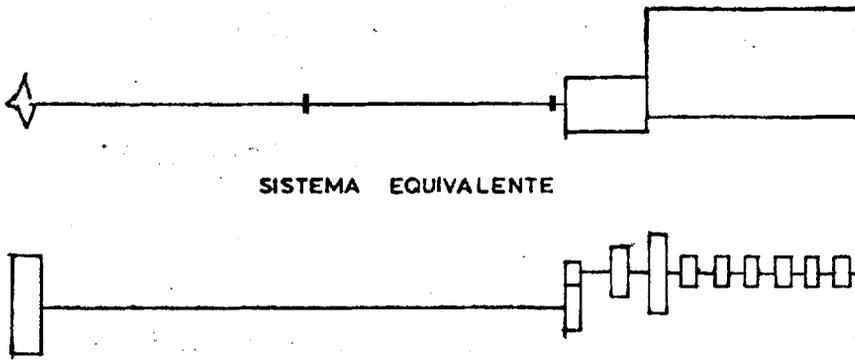


FIG. 4.3

Para aplicar el Método de Holzer, los 2 engranajes se presentan - como discos en una sola línea y sus inercias, rigideces y amortiguamientos sufren las alteraciones ya explicadas en 1.1.1.:

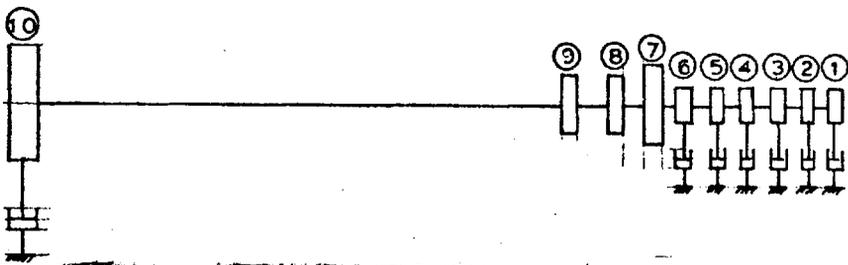


FIG. 4.4

NOTA; Las líneas entre discos consecutivos representan resortes torsionales, y por tanto a cada uno de ellos se asigna una rigidez:  $K$ .

## 11. Resumen de las Características del Sistema Equivalente.-

Nº	J(Kg -m-Seg <sup>2</sup> )	K(Kg -m/Rad)	c(Kg -m-Seg /Rad)	g(Kg-m-Seg/Rad)
1	0.03	0 x 10 <sup>5</sup>	0.0	0
2	0.03	4.0 x 10 <sup>5</sup>	1.03	156
3	0.03	4.0 x 10 <sup>5</sup>	1.03	156
4	0.03	4.0 x 10 <sup>5</sup>	1.03	156
5	0.03	4.0 x 10 <sup>5</sup>	1.03	156
6	0.03	4.0 x 10 <sup>5</sup>	1.03	156
7	0.32	4.57 x 10 <sup>5</sup>	0.00	178
8	0.0015	7.13 x 10 <sup>5</sup>	0.00	278
9	0.0038	2.43 x 10 <sup>5</sup>	0.00	162.2
10	0.32	0.0011x 10 <sup>5</sup>	3.60	1.25

TABLA V

## 12. Resultados del Cálculo de Holzer.-

A continuación se presenta en la fig. 4.5., en función de la frecuencia asumida, el valor del Torque-Real, en la última estación, es decir, en la Hélice:

DETERMINACION de las FRECUENCIAS NATURALES - M. HOLZER

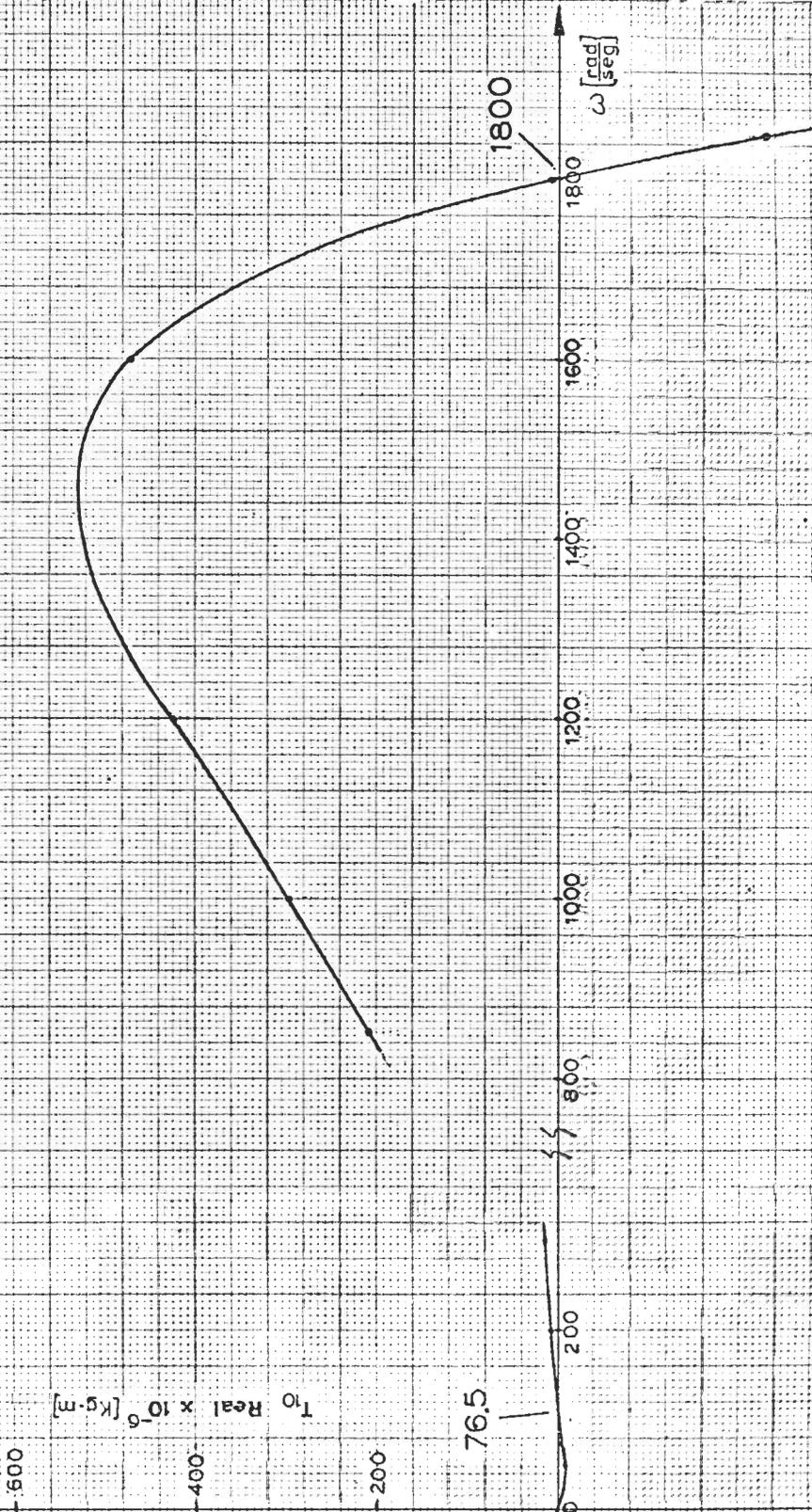


FIG. 4.5

En las Tablas VI y VII se presentan los valores de las deformaciones y torques para los diferentes subsistemas, en el caso de las dos frecuencias naturales obtenidas:

TABLA DE RESULTADOS DEL METODO DE HOLZER

Frecuencia asumida = 730.5 Ciclos/minuto = 76.5 Rad/seg

Nº	$\theta$ Real	$\theta$ Imag	$\theta$ Total	T Real $\times 10^{-6}$	T Imaginaria $\times 10^{-6}$
1	1.00	0.00	1.00	- 0.00018	0.0
2	1.00	0.00	1.00	- 0.00035	0.00008
3	1.00	0.00	1.00	- 0.00053	0.00016
4	1.00	0.00	1.00	- 0.00070	0.00024
5	1.00	0.00	1.00	- 0.00088	0.00031
6	0.99	0.00	0.99	- 0.00106	0.00039
7	0.99	0.00	0.99	0.00291	0.00039
8	0.99	0.00	0.99	- 0.00292	0.00039
9	0.98	0.01	0.98	- 0.00294	0.00039
10	- 1.65	0.58	1.75	- 0.00002	- 0.00116

TABLA VI

TABLA DE RESULTADOS DEL METODO DE HOLZER

Frecuencia asumida = 17188.7 Ciclos/min = 1800 rad/seg

Nº	$\theta$ Real	$\theta$ Imag	$\theta$ Total	T Real x 10 <sup>-6</sup>	T Imaginario x10 <sup>-6</sup>
1	1.00	0.00	1.00	- 0.0972	0.000
2	0.84	0.11	0.85	- 0.179	- 0.00956
3	0.53	0.31	0.61	- 0.231	- 0.0386
4	0.10	0.51	0.52	- 0.241	- 0.0884
5	- 0.41	0.65	0.77	- 0.202	- 0.152
6	- 0.93	0.63	1.12	- 0.113	- 0.216
7	- 1.32	0.43	1.39	1.254	- 0.664
8	- 0.38	- 1.02	1.09	1.257	- 0.659
9	0.21	- 4.67	4.67	1.255	- 0.601
10	4.62	-560.22	560.22	0.0938	580.00

TABLA VII

13. Determinación de las Amplitudes de las Componentes del Torque.-

Calculamos primero la presión media efectiva: pme:

Recordando:

Luego:

$$pme = 13.09 \text{ Kg/cm}^2 = 186.11 \text{ lb. pulg}^2$$

A continuación se da en la tabla VIII, valores para el rendimiento

to mecánico de motores diesel, tomada de [17] :

4T, sin sobrealimentación	0.70 - 0.82
4T, sobrealimentados	0.80 - 0.90
2T	0.70 - 0.85

TABLA VIII

RENDIMIENTO MECANICO DE MOTORES DIESEL

Vamos a asumir que la eficiencia mecánica del motor no varía apreciablemente en el rango de velocidades de trabajo, es decir - desde la velocidad de arrastre hasta la velocidad en navegación libre, y tomando un valor medio para esta eficiencia de 0,87.

Presión media indicada =

$$pmi = 15.05 \text{ Kg/cm}^2 = 214.01 \text{ lb/pulg}^2$$

Recordando la anterior asunción, podemos expresar la presión media indicada a unas RPM distintas de las nominales, según [19] :

$$pmi = pmi_{nominal} (n/n_{nominal})^2$$

$n$  : Revoluciones por minuto del motor

La relación entre las longitudes de la biela y manivela, que nos servirán para determinar los coeficientes de los componentes del Torque debido a la Inercia es:

$$l/r = 15'' / 4'' = 3.75$$

En la tabla IX se resumen el cálculo del Torque excitador y el es fuerzo torsional que soporta el sistema; en la fig. 4.6., se pre sentan los diagramas estrella para dicho cálculo.

Como puede verse, por orden de los esfuerzos con cualquiera de los armónicos es muy bajo, y teóricamente no habrá vibración tor sional excesiva en este primer modo de vibrar.

En el caso de la segunda frecuencia natural, el orden más bajo pa ra entrar en resonancia sería:

$$17188.7/1225 = 14$$

el cual tiene componentes muy bajos, que ni siquiera están presen tados en la fig. 1.37., por lo que el sistema tampoco tendrá pro blema de resonancia con este segundo modo de vibración.

CÁLCULO DEL ESFUERZO, y DEFORMACION EN 1,  $w_n = 730.5 \text{CPM}$

Número de Orden	RPM	pmi (Kg/cm <sup>2</sup> )	Compon. Senoid. Gas (Kg/cm <sup>2</sup> )	Compon. Cosin. Gas (Kg/cm <sup>2</sup> )	Compon. Seno Inercia (Kg/cm <sup>2</sup> )	Resultante (Kg/cm <sup>2</sup> )	$\rho_e$ (Kg-mt)	$\Sigma \bar{\alpha}$	Esfuerzo Torsional (Kg/cm <sup>2</sup> )	$\Theta_1$ Rad.
1/2	1462	Fuera del rango de velocidades del motor								
1	731	5.25	2.65	0.80	0.148	2.91	58.71	0.01	11.41	0.08
1 1/2	487	2.38				2.32	46.80	0.01	9.08	0.06
2	366	Bajo el rango de velocidades del motor								
		Peso de partes alternativas : 7.35 Kg.								

Además del utilizado, existen otras formas de calcular  $\Theta_1$ , ver anexo C.

TABLA IX

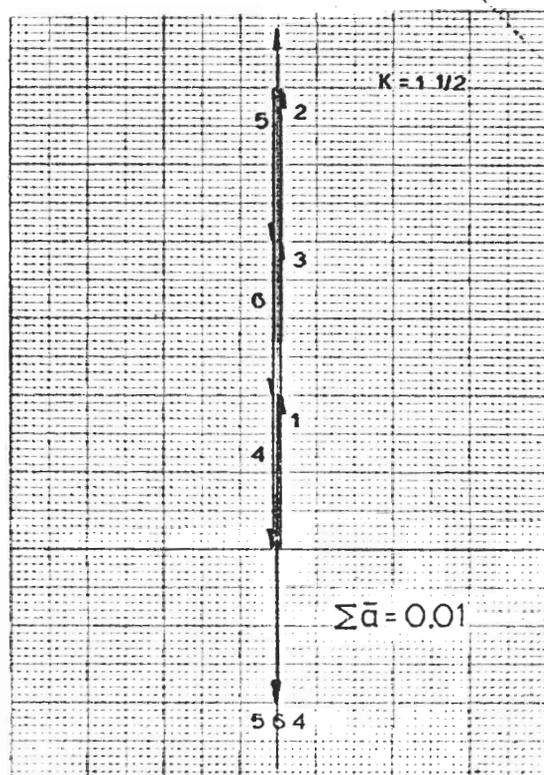
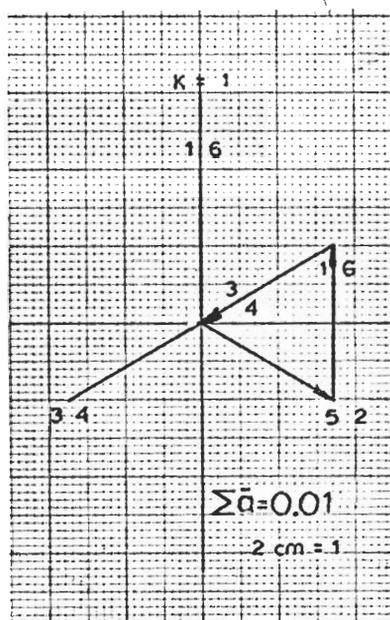


FIG. 4.6  
SUMATORIA VECTORIAL DE LAS AMPLITUDES DE  
DEFORMACION

d. Vibración Longitudinal del Sistema Propulsor.-

Debemos empezar calculando la rigidez de la base de la Máquina Principal, y para ello vamos a seguir el proceso explicado en 1.1.2.b:

1. Rigidez de la Base del Motor Principal.-

Distribución de Inercia y Eje Neutro.-

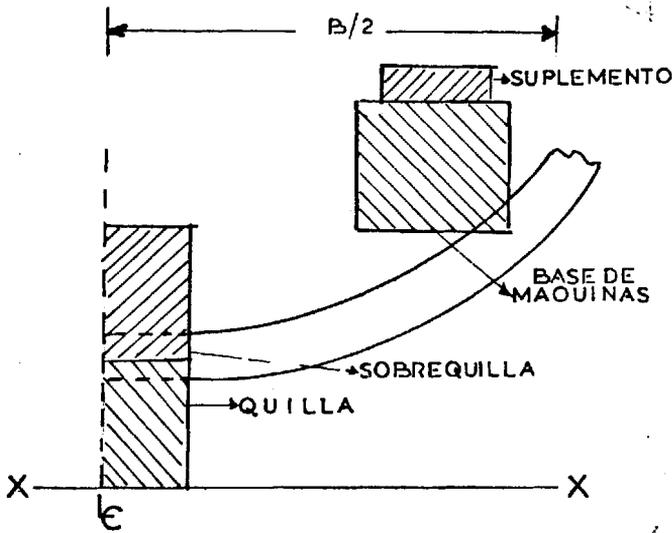


FIG. 4.7  
VISTA TRANSVERSAL DE LA VIGA-BASE DE LA MAQUINA

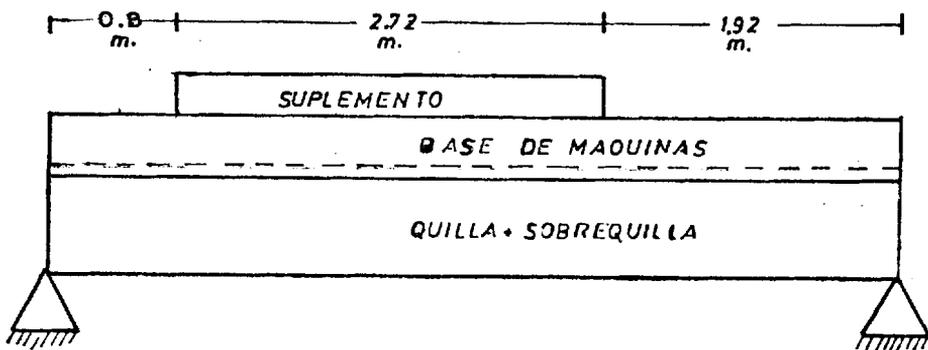


FIG. 4.8  
VISTA LONGITUDINAL DE LA VIGA-BASE DE LA MAQUINA

Como podemos apreciar en la fig. 4.8, debemos calcular estos 2 - valores para dos zonas de la base: considerando el suplemento de la base: Zona 1:

$$I_1 = 0.0324 \text{ m}^4$$

$d = 0.57$  metros desde la quilla

Sin considerar el suplemento: Zona 2 :

$$I_2 = 0.0225 \text{ m}^4$$

$d = 0.505$  metros desde la quilla

Según [27] no se pierde mucha exactitud en el cálculo, si asumimos como eje neutro, uno que una los propios en las secciones de la viga que están en los mamparos que limitan a la Sala de Máquinas.

De esta forma la distancia entre el eje neutro y la línea de acción del empuje es, fig. 4.9:

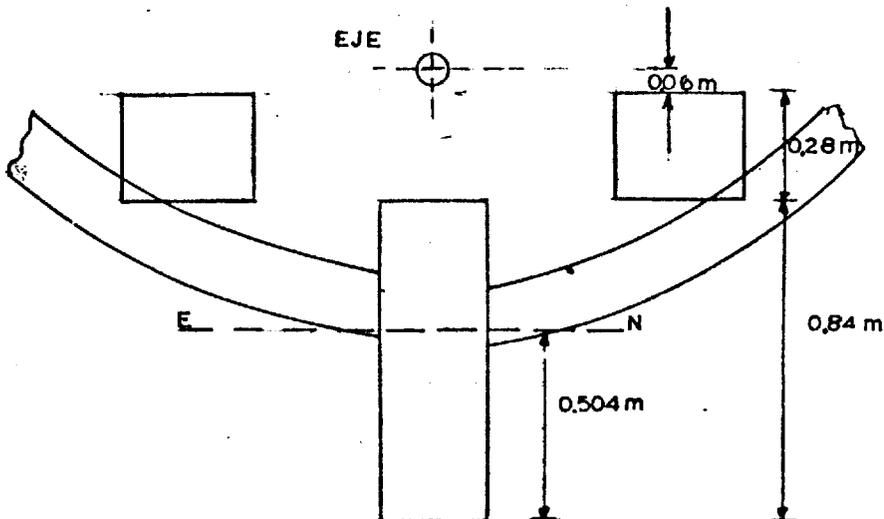


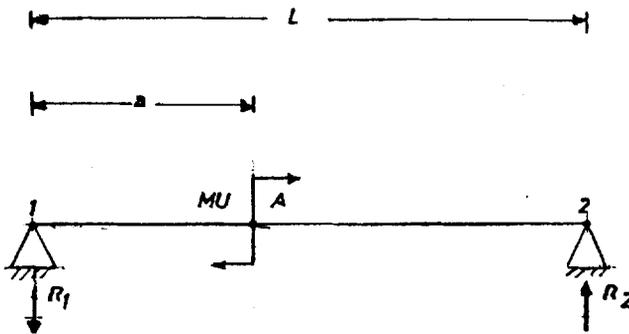
FIG. 4.9

$$D = (0.84 - 0.504) + 0.28 + 0.06, m$$

$$D = 0.676 m$$

Flexibilidad de la Base.- Con este valor, podemos llegar a la rigidez, al obtener su inverso. La flexibilidad, por concepto: deformación debido a la acción de una carga unitaria, la calcularemos aplicando una carga en la dirección del Empuje; esta carga unitaria produce un Momento Flector, fig. 4.10:

$$MU = 1 \text{ Kg} \times D = 0.676 \text{ Kg-m}$$



MOMENTO FLECTOR DEBIDO A UN EMPUJE UNITARIO

FIG. 4.10

Haciendo la sumatoria de Momentos respecto del punto 1:

$$MU = R_2 \times L \quad R_2 = MU / L = 0.124 \text{ Kg}$$

Haciendo la sumatoria de Fuerzas en la dirección vertical:

$$R_1 = R_2$$

En la fig. 4.11 se presenta el Diagrama de Fuerza Cortante:

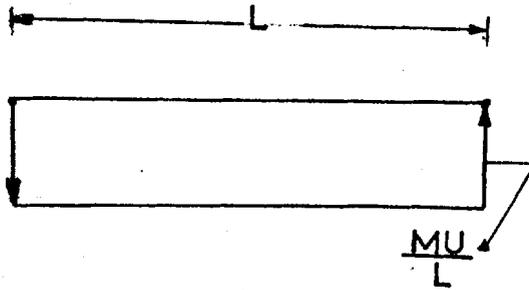


FIG. 4.11

En la fig. 4.12 se presenta el Diagrama de Momento Flector:

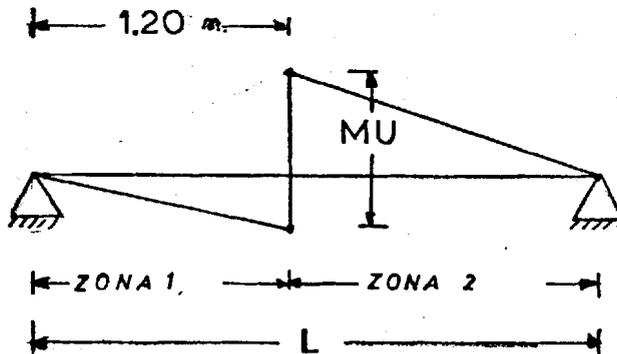


FIG. 4.12

Las ecuaciones del Momento Flector son:

$$\text{ZONA 1 : } M(x) = R_1 x$$

$$\text{ZONA 2 : } M(x) = Ax + B$$

Condiciones para la segunda:

$$\text{Cuando } x = a, M = MU - R_1 a$$

1 : pendiente de la recta =  $-R_1$ , aplicando estas condiciones en la segunda de las ecuaciones:

$$(MU - R_1 a) = -R_1 a + B$$

$$B = MU$$

luego para la Zona 2, la ecuación del Momento Flector es:

$$M(x) = R_1 x + MU$$

Según lo calculado anteriormente la distribución de Inercia es la que se presenta en la fig. 4.13:

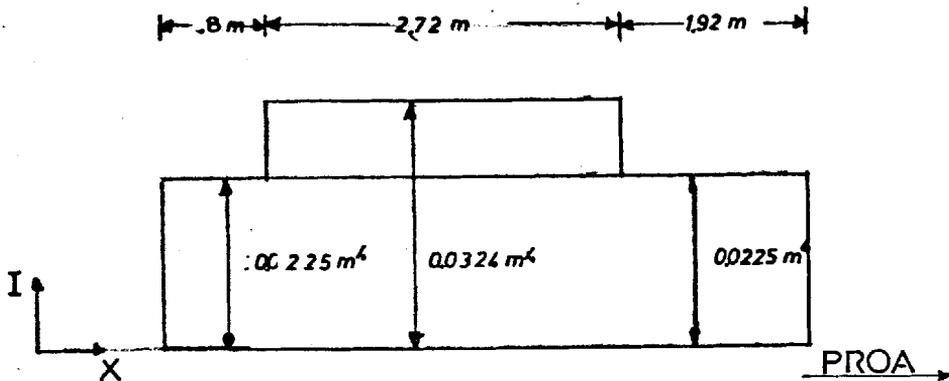


FIG. 4.13

La distribución de  $(M/I)$  se da en la fig. 4.14, en función de  $x$ :

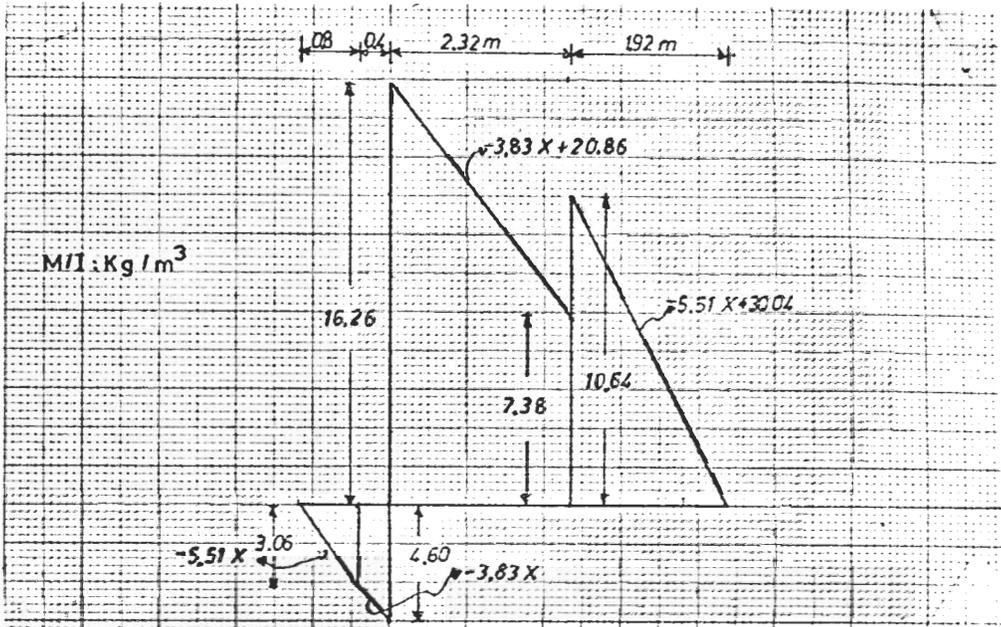


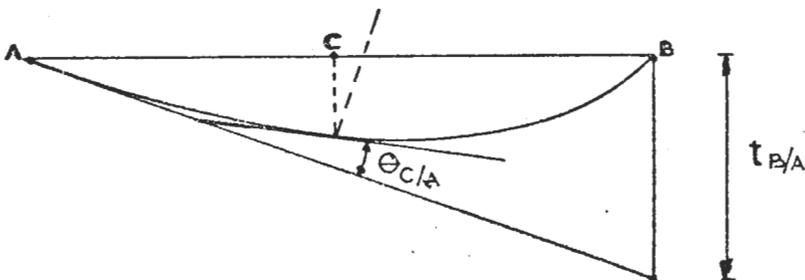
FIG. 4.14  
RELACION M/I EN FUNCION DE LA POSICION LONGITUDINAL

Tomamos de [34], un valor de  $E = 8823 \text{ Kg/cm}^2$ , para el Guayacán, - que es la madera de que están hechas la quilla y las bases de la máquina; además recordando el Teorema de Area Momento, [26],

$$t_{B/A} = 0.00012 \text{ cm, ver fig. 4.15}$$

Además del mismo teorema:

$$\theta_{C/A} = 3.736 \times 10^{-8} \text{ radianes, ver fig. 4.15}$$



ANGULO DE ROTACION DE LA VIGA-BASE DE LA MAQUINA

FIG. 4.15

En ángulo de rotación de la base en la posición del cojinete de empuje:

$$\text{Rotación} = 1.832 \times 10^{-7} \text{ radianes}$$

Calculemos ahora la deformación axial que es la flexibilidad del sistema:

Deformación axial =  $\frac{\text{Distancia entre el eje neutro y la línea de acción del Empuje}}{\text{Rotación}}$

$$= \delta_x = 1.239 \times 10^{-7} \text{ m/Kg de Empuje}$$

Luego la rigidez de la base:

$$K = 1/\delta_x = 8.071 \times 10^6 \text{ Kg/m}$$

## 2. Rigidez Longitudinal del Eje.-

Utilizando la fórmula (1.62):

$$\text{Con } E = 2.1126 \times 10^{10} \text{ Kg/m}^2$$

$$K_{EJE} = 1.809 \times 10^7 \text{ Kg/m}$$

## 3. Cálculo de las Frecuencias Naturales del Sistema:

Debemos calcular las Masas  $M_1$  y  $M_2$ , de la fig. 1.17:

$M_1$  = Masa del Motor Principal y Reductor, más el 30% de la masa del Eje (Resorte Torsional).

$$= 5140 + 205 = 5345 \text{ Kg}$$

$M_2$  = Masa de la Hélice, más el 60% de su masa por el agua añadida, más el 30% de la masa del Eje (resorte torsional)

$$= 598.6 \text{ Kg}$$

Aplicando la fórmula (1.59):

$$\lambda_1 = 13242.1 \text{ (rad/seg)}^2$$

$$\underline{\omega_1 = 115.1 \text{ rad/seg} = 18.31 \text{ Ciclos/seg}}$$

$$\lambda_2 = 330883.5 \text{ (rad/seg)}^2$$

$$\underline{\omega_2 = 575 \text{ rad/seg} = 91.55 \text{ Ciclos/seg}}$$

Calculemos finalmente, las RPM del motor a las que habría resonancia:

$$18.31 \times 60 = \frac{\text{RPM} \times \text{N}^\circ \text{ Palas}}{\text{Reducción}}$$

$$\text{RPM} = 807.5 \text{ rpm}$$

Observando la fig. 4.20, vemos que hay un crecimiento de la respuesta en dirección longitudinal en la Base de la Máquina Principal, a partir de las 900 rpm, lo cual nos da a conocer una zona de resonancia, como complemento al cálculo hecho.

Existe una pequeña diferencia entre los resultados teóricos y mediciones, sobre las cuales, obran dos hechos: en la longitud del

eje, la cual deberá considerarse, solamente la parte sujeta a -  
compresión-expansión vibratoria, la cual es un poco menor que la  
longitud total del eje, con lo cual, la rigidez de dicho elemen-  
to se elevaría, aumentando hasta aproximadamente 850 las RPM la  
zona de resonancia; y, el hecho de no considerar el aumento de  
rigidez de las bases de la máquina principal debido a la acción  
de las cuadernas. Esta última es muy difícil de estimar sobre  
todo, en buques de madera, en los cuales, los palmejares están -  
relativamente bastante separados de las bases de la máquina prin-  
cipal, con lo cual, no cabría más que aumentar un pequeño porcen-  
taje a la rigidez de las bases de la Máquina Principal.

En el caso del segundo modo de vibrar, las RPM del motor princi-  
pal, están muy por debajo de la zona de resonancia (4037 rpm), -  
con lo cual no existe peligro de resonancia bajo esta condición.

e. *Vibración Lateral del Sistema Propulsor.* -

Para la obtención de las frecuencias naturales, aplicamos el método de diferencias finitas, para lo cual vamos a partir en pequeños subsistemas y luego obtener el sistema de ecuaciones en diferencias finitas.

En el Anexo, se presentan algunos resultados sobre la exactitud de los cálculos, al variar la longitud de estos subsistemas con respecto al diámetro del eje: con una razón de  $l/d = 3.75$ , se tiene un porcentaje de diferencia de la frecuencia natural del 3.6%, lo cual es bastante aceptable en ingeniería. En nuestro caso, vamos a tomar:

$$l/d = 0.23/0.1016 = 2.26$$

1. *Partición del Sistema.* - En la fig. 4.16, se ha representado al sistema y los diferentes subsistemas en que ha sido dividido. Las dimensiones entre descansos están ligeramente alteradas, de manera que estos coincidan en algún punto divisorio entre subsistemas, y poder<sup>n</sup>emplazar las condiciones del sistema: estas posiciones del eje no se deforman.

A la porción que está a popa del último cojinete del eje, se le ha aumentado la masa de la hélice en forma uniforme. Esta diferencia en la distribución de la masa del sistema, será considerada al establecer las ecuaciones simultáneas:

2. *Sistema de Ecuaciones en Diferencias Finitas.* - Aplicando la ecuación (1.74), a nuestro sistema, que es la ecuación general de vi-

*bración lateral:*

*Vamos a utilizar el subíndice 1, cuando se trate de la masa e Inercia de eje y hélice, y 2 cuando se trate sólo de las del eje.*

*Debemos recordar que la Sección del Eje no cambia en su longitud sólo se altera la carga aplicada.*

*A continuación presentamos las ecuaciones aplicadas al sistema:*

$$2 \quad A (y_3 - 4y_4 + 6y_2 - 4y_1 + y_p) + B_1 (y_A - 2y_2 + y_1) + C_1 y_2 = 0$$

$$A (y_4 - 4y_3 + 6y_A - 4y_2 + y_1) + (B_2 y_3 - 2B_1 y_A + B_1 y_2) + C_1 y_A = 0$$

$$3 \quad A (y_5 - 4y_4 + 6y_3 - 4y_A + y_2) + (B_2 y_4 - 2B_2 y_3 + B_1 y_A) + C_2 y_3 = 0$$

$$16 \quad A (y_{18} - 4y_{17} + 6y_{16} - 4y_{15} + y_{14}) + B_2 (y_{17} - 2y_{16} + y_{15}) + C_2 y_{16} = 0$$

$$17 \quad A (y_B - 4y_{18} + 6y_{17} - 4y_{16} + y_{15}) + B_2 (y_{18} - 2y_{17} + y_{16}) + C_2 y_{17} = 0$$

$$18 \quad A (y_{19} - 4y_B + 6y_{18} - 4y_{16}) + B_2 (y_B - 2y_{18} + y_{17}) + C_2 y_{18} = 0$$

$$21 \quad A (y_{23} - 4y_{22} + 6y_{21} - 4y_{20} + y_{19}) + B_2 (y_{22} - 2y_{21} + y_{20}) + C_2 y_{21} = 0$$

$$22 \quad A (y_{24} - 4y_{23} + 6y_{22} - 4y_{21} + y_{20}) + B_2 (y_{23} - 2y_{22} + y_{21}) + C_2 y_{22} = 0$$

$$23 \quad A (y_C - 4y_{24} + 6y_{23} - 4y_{22} + y_{21}) + B_2 (y_{24} - 2y_{23} + y_{22}) + C_2 y_{23} = 0$$

$$35 \quad A (y_{37} - 4y_{36} + 6y_{35} - 4y_{34} + y_D) + B_2 (y_{36} - 2y_{35} + y_{34}) + C_2 y_{35} = 0$$

$$36 \quad A (y_E - 4y_{37} + 6y_{36} - 4y_{35} + y_{34}) + B_2 (y_{37} - 2y_{36} + y_{35}) + C_2 y_{36} = 0$$

$$37 \quad A (y_Q - 4y_E + 6y_{37} - 4y_{36} + y_{35}) + B_2 (y_E - 2y_{37} + y_{36}) + C_2 y_{37} = 0$$

# B/P ESPOL 1

## MODELIZACION de la LINEA de EJES

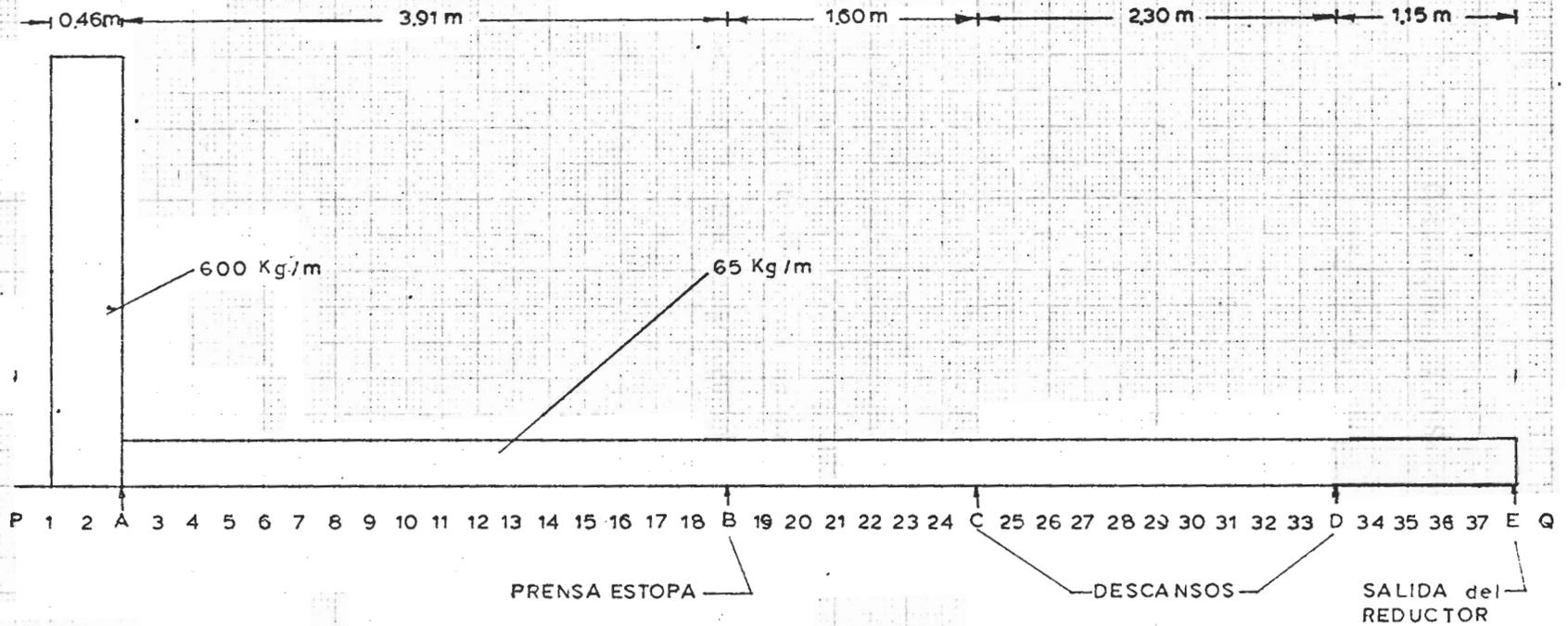


FIG. 4.16

SEPARACION entre ELEMENTOS = 0.23 m

Condiciones del Sistema:

$$a) \quad y_A = y_B = y_C = y_D = y_E = 0$$

$$b) \quad y_P = 2y_1 - y_2$$

$$c) \quad y_Q = -y_{37}$$

$$\text{Además: } A = A'/l^4 \quad y, \quad B = B'/l^2$$

La matriz de los coeficientes se presenta en la tabla IX:

### 3. Cálculo de las Frecuencias Naturales:

Para calcular las frecuencias naturales, debemos computar primero, los valores de los coeficientes de la Ecuación General:

$$\text{Datos: } \quad E_{\text{Acero}} = 2.1126 \times 10^{10} \text{ Kg/m}^2$$

$$G_{\text{Acero}} = 8.1177 \times 10^9 \text{ Kg/m}^2$$

$$J_{\text{Hélice}}/l = 58.37 \text{ Kg-m}$$

$$J_{\text{Eje}}/l = 8.391 \times 10^{-2} \text{ Kg-m}$$

$$I_{\text{Eje}} = 5.231 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$m_1/l = 600 \text{ Kg/m}$$

$$m_2/l = 65 \text{ Kg/m}$$

$$l = 0.23 \text{ m}$$

Coefficientes:

$$EI/l^4 = 3.947 \times 10^7 \text{ Kg}\delta/\text{m}^2$$

$$1/l^2 (J + EIm/(AG))_1 w^2 = 2264 \text{ CPS}^2 \text{ Kg}\delta/\text{m}^2$$

$$1/l^2 (J + EIm/(AG))_2 w^2 = 14.7 \text{ CPS}^2 \text{ Kg}\delta/\text{m}^2$$

$$(Jw^2/(AG) - 1)_1 m w^2 = (3.5765 \times 10^{-6} \text{ CPS}^2 - 1) 2417 \text{ CPS}^2 \text{ Kg}\delta/\text{m}^2$$

$$(Jw^2/(AG) - 1)_2 m w^2 = (5.1344 \times 10^{-9} \text{ CPS}^2 - 1) 261.8 \text{ CPS}^2 \text{ Kg}\delta/\text{m}^2$$

El proceso iterativo, implica asumir una frecuencia:  $w$ , calcular el valor de los coeficientes y obtener el valor del determinante de la matriz de coeficientes; la frecuencia con la cual el determinante, se anula, es natural. El cálculo en forma tabular se presenta en la tabla X:





Frecuencia Asu- mida (CPS)	$A \times 10^{-7}$	$B_1 \times 10^{-5}$	$B_2 \times 10^{-3}$	$C_1 \times 10^{-5}$	$C_2 \times 10^{-4}$	$(-2A+B_1) \times 10^{-7}$	$(5A-2B_1+C_1) \times 10^{-8}$	$(-4A+B_1) \times 10^{-8}$	$(-4A+B_2) \times 10^{-8}$	$6A-2B_2+C_2 \times 10^{-8}$	$5A-2B_2+C_2 \times 10^{-8}$	DETERMINANTE
20	3.947	9.056	5.880	- 9.6542	-10.472	- 7.8034	1.9457	- 1.5697	- 1.5787	2.3670	1.9723	+ 1.298x10 <sup>283</sup>
17	3.947	6.543	4.248	- 6.978	- 7.566	- 7.8286	1.9534	- 1.5723	- 1.5788	2.3674	1.9727	- 6.477x10 <sup>280</sup>
15	3.947	5.094	3.308	- 5.434	- 5.890	- 7.8431	1.9579	- 1.5737	- 1.5788	2.3675	1.9728	- 6.5216x10 <sup>288</sup>
18	3.947	7.3354	4.763	- 7.822	- 8.4823	- 7.8206	1.9510	- 1.5714	- 1.5787	2.3672	1.9725	+ 4.702x10 <sup>281</sup>
30	3.947	20.376	13.230	-21.683	-23.562	- 7.6902	1.9111	- 1.5584	- 1.5787	2.3656	1.9709	+ 1.048x10 <sup>289</sup>
25	3.947	14.150	9.188	-15.072	-16.362	- 7.7525	1.9301	- 1.5647	- 1.5787	2.3664	1.9717	+ 4.499x10 <sup>287</sup>

$$C_1 = (3.5765 \times 10^{-6} \text{CPS}^2 - 1) 2417 \text{CPS}^2$$

$$C_2 = (5.1344 \times 10^{-9} \text{CPS}^2 - 1) 261.8 \text{CPS}^2$$

$$A = 3.947 \times 10^7$$

$$B_1 = 2264 \text{CPS}^2$$

$$B_2 = 14.7 \text{CPS}^2$$

A partir de la tabla X, vemos que hay una frecuencia (17.5 CPS), que anula el determinante y que la consideraremos por lo tanto, como natural.

Investigando sobre la velocidad del motor a la que habría resonancia:

$$17.5 \times 60 = \frac{\text{RPM N}^\circ \text{ palas}}{\text{Reducción}}$$

$$\text{RPM} = 772 \text{ rpm}$$

Considerando este resultado, vamos a la fig. 4.20, en la cual se han presentado los datos de la prueba de medición de vibraciones según lo explicado en 2.1, y vemos a menos de 900 rpm del motor principal, hay una elevación de la respuesta en dirección vertical en las posiciones investigadas, sobre la línea de ejes, lo cual según sabemos es signo de una condición resonante, tal como ha sido determinado en los cálculos teóricos.

## 6. Vibración Total del Casco.-

1. Ordenadas de la Curva de Pesos.- En la tabla XI, se presenta la distribución de pesos en el buque tratado, para la condición en que se hizo la medición de vibraciones.

Sumando todos los pesos incluidos, resulta un desplazamiento de 85.84 toneladas, y haciendo la sumatoria de momentos respecto a la Sección 0, la posición longitudinal del Centro de Gravedad:

$$LCG = 4.97 \text{ Estaciones.}$$

Con ayuda de las curvas hidrostáticas del Buque, [1], con este desplazamiento, el buque calaría horizontalmente: 5.8 pies, lo que es muy aproximado con las condiciones de trabajo. Así mismo, como comprobación de la curva de pesos, vamos a obtener el asiento del buque, con ayuda de las curvas mencionadas anteriormente:

Separación entre Estaciones = 6 pies

MT1 = 8.2 ton-pie

LCB = 5.15 Estaciones a partir de la Estación 0

El asiento será:

Asiento =

$$\text{Asiento} = \frac{85.84 (5.15 - 4.97) 6}{8.2} = 11.31 \text{ pulgadas}$$

Asiento = 0.94 pies

ITEM	ESTACION	Ph-00	- 11	- 2	2 - 3	3-4	4 - 5	5 - 6	6 - 7	7 - 8	8 - 9	9-10
Cuadernas, Forno, Palmejas y Regala		0.60	1.09	1.11	1.19	1.20	1.21	1.17	1.17	1.10	0.95	0.84
Cubierta y Baos Rudón		0.25	0.55	0.70	0.75	0.76	0.76	0.76	0.74	0.74	0.73	0.70
Superestructura: Planta in				0.79	0.79							
Superestructura: Planta su				0.58	0.58							
Aparejos y Maq. de Cbta. Codaste, Roda, Bitá y Plat.	0.61						0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
Maquinaria Auxiliar			0.14	0.14	0.14	0.14						
Maquinaria Principal				1.40	1.40							
Sistema de Propulsión							0.10	0.10	0.10	0.13	0.13	
Tanques de A. Dulce	0.26										2.43	
Tanques de Combustible y Aceite				0.86	0.86	0.86						
Hielo									2.46			
Arena, Accesorios y Equipo de Gobierno											0.66	
Equipo de Fondeo	0.55											
Quilla, Sobrequilla, Bases Esloras, y Zapata	0.52	0.52	0.52	0.52	0.52	0.52	0.52	0.52				
Forno Int.. Bod, y Mamp.							1.15	1.15	1.15			
TOTAL		2.79	2.30	4.70	6.23	4.88	4.44	4.44	4.40	5.13	5.81	3.77

\*Separación entre estaciones : 6 pies = 1.83mts; Ph-0 = 0.92 mts

ORDENADAS DE LA CURVA DE PESOS (toneladas/mtr)

TABLA XI

Este era aproximadamente el asiento que tenía el buque al momento de la prueba, de manera que aceptamos como buena la distribución de pesos presentada.

## 2. Masa Añadida.

En la tabla XII se presenta resumida la obtención de los coeficientes de la masa añadida para cada estación del buque, utilizando la fig. 1.43:

Los coeficientes de masa añadida son un factor en la fórmula 1.116:

$1/2 C_v w b^2 J_2$  : Peso añadido por unidad de longitud

$w$  : Peso por unidad de volumen de fluido =  $1.01 \text{ ton/m}^3$

$b$  : Semimanga de la Sección

$J_2$  : Factor de Corrección para llevar el movimiento de 2 a 3 dimensiones, el cual depende de la relación: Eslora/Manga = 3.23; entrando con este valor en la fig. 1.44.

$$J_2 = 0.54$$

Luego:

$$\frac{\text{Peso añadido}}{\text{Unidad de Longitud}} = 1/2 (1.01) (b/3.28)^2 0.54 C_v$$

$$= 0.0796 b^2 C_v, (\text{ton/m})$$

## COEFICIENTES DE MASA ANADIDA.

# Estac.	Semimanga (pies) B/2	Puntal (pies) d	B/d	1/20 * Area Seccional (pies cuad.)	Coefficiente de Area Seccional	Coef. de Masa Anadida
00	0	6.50	0.00	0.00	0.00	0.00
1	4.71	6.42	1.47	1.65	0.55	0.78
2	7.50	6.30	2.38	2.93	0.62	0.86
3	8.75	6.08	2.88	3.50	0.66	0.90
4	9.17	5.92	3.10	3.80	0.70	0.93
5	9.25	5.80	3.19	3.82	0.71	0.94
6	9.29	5.68	3.27	3.82	0.72	0.95
7	9.13	5.52	3.31	3.35	0.631	0.88
8	8.92	5.30	3.37	2.35	0.50	0.81
9	8.58	5.18	3.31	1.25	0.28	0.75
10	4.00	5.10	1.57	0.10	0.05	0.75

TABLA XII

### 3. Distribución de Inercia.-

En la tabla XIII, se presenta un resumen del cálculo de la Inercia de las secciones del buque:

### 4. Cálculo de la Frecuencia Natural.-

Se ha asumido un perfil de vibración de una viga libre-libre, tomando de [32], y con ella se han hecho los cálculos:

Alteración paralela de la línea base:

$$y_s = -25.176 / 170.289 = -0.148$$

La rotación de la línea base, siguiendo el proceso de Schadlowsky, no es recomendable hacerlo directamente, sino tratar de hacer un pequeño programa (Puede ser hecho en una calculadora programable), puesto que nunca se obtiene anular de una sola vez el momento flector resultante y aún, en este programa debería incluirse la alteración paralela de la línea base, puesto que esta alteración no es totalmente exacta.

En la tabla XIV se procede con el cálculo de la Fuerza Cortante y-E en la tabla XV, con el Momento Flector; con estos valores del momento flector, se calcula el cociente  $M/I$ , con ayuda de la curva de distribución de inercias.

MOMENTO DE INERCIA DE LAS SECCIONES							
Est	$I_{propia}$ (pie <sup>2</sup> plg <sup>2</sup> )	Area (Plg <sup>2</sup> )	Distancia al E.N.:d (pies)	$A d^2$ (pie <sup>2</sup> plg <sup>2</sup> )	$A y^2$ (pie <sup>2</sup> plg <sup>2</sup> )	$1/2 I_{E N}$ (pie <sup>2</sup> plg <sup>2</sup> )	$I_{E.N.}$ (mt <sup>4</sup> )
0	327.31	421.25	10.79	49043.95	50498.30	1781.66	0.214
1	649.87	721.06	7.84	44320.38	56538.34	12867.83	1.544
2	349.15	925.00	6.84	43274.63	57809.93	14884.45	1.790
3	301.99	954.57	6.69	42722.87	58862.50	16441.62	1.973
5	321.72	968.20	6.17	36858.19	51626.60	15090.13	1.810
7	973.17	1065.00	5.73	34976.32	48574.95	14571.70	1.750
8	760.57	1045.00	5.93	36802.19	49580.58	13538.96	1.620
9	100.00	749.00	8.10	49141.89	53298.35	4056.46	0.490
10	53.15	711.00	8.96	57112.30	59357.48	2298.33	0.280

d se mide desde la Línea Base.

B/P ESPOL 1  
DISTRIBUCION de INERCIA ( m<sup>4</sup> )

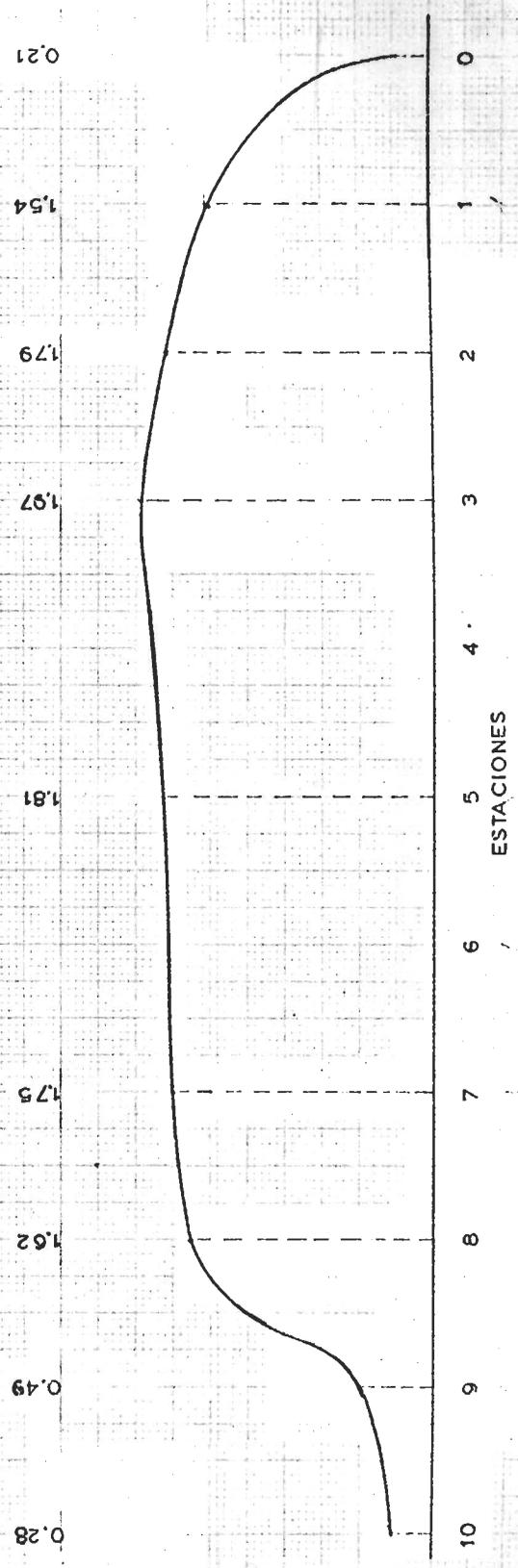


FIG. 4.17

B/P ESPOL 1  
PERFIL de VIBRACION ASUMIDO  
Vertical con 2 Nodos

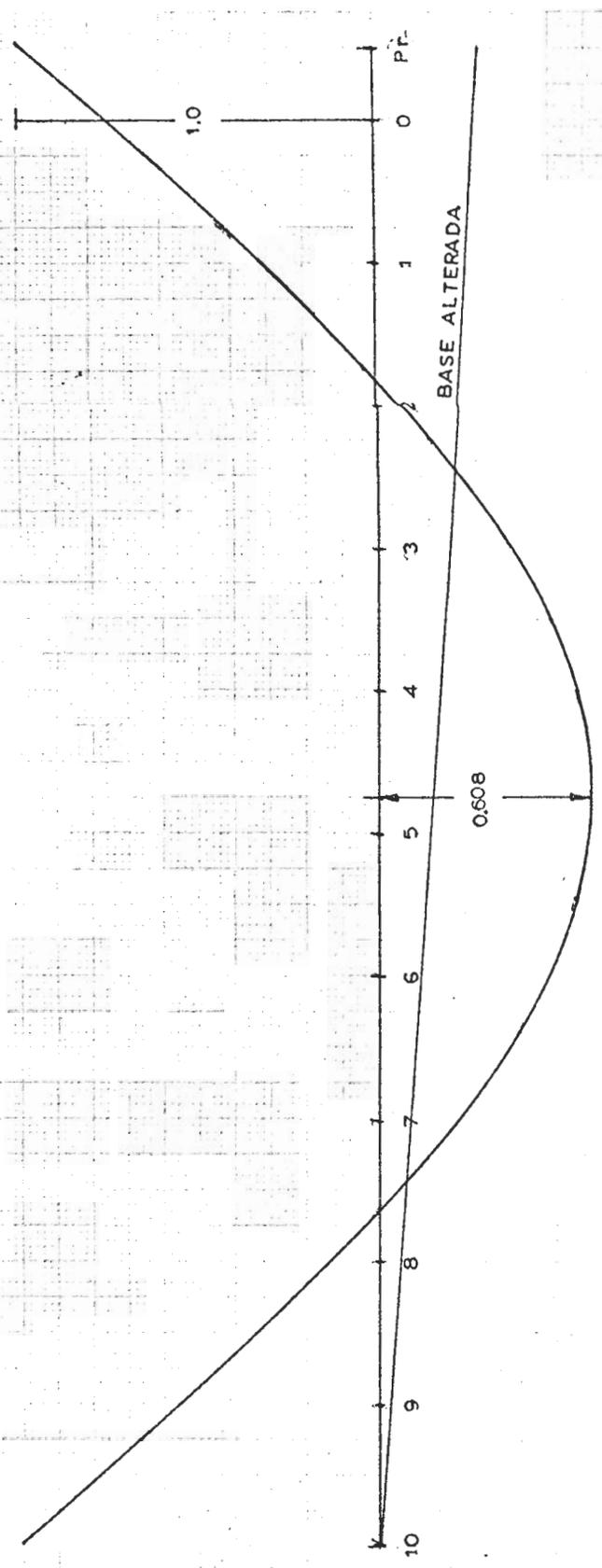


FIG. 4.18

## CALCULO DE LA FUERZA CORTANTE

# orden.	Peso (Ton/m)	Peso Virtual Añadid. Total (Ton/m)	Peso Virtual Total (Ton/mt)	Amplit. Asumid. (Relat)	(W) y (Ton/mt)	Fuerza Cortante (W) dx (Tonel.)	Momento Flector (W) dx dx (Ton-mt)	y con alterada la Base	Fuerza Cortante (Tonel.)
Px- 0	2.79	0.00	2.79	0.89	2.483	2.272	1.7039	0.890	2.272
0- 1	2.30	1.38	3.68	0.55	2.024	5.974	.8:580	0.623	6.465
1- 2	4.70	3.85	8.55	0.13	1.112	8.008	21.366	0.281	10.859
2- 3	6.23	5.48	11.71	-0.23	- 2.693	3.082	31.508	- 0.014	10.561
3- 4	4.88	6.22	11.10	-0.48	- 5.328	- 6.663	28.234	- 0.228	5.934
4- 5	4.44	6.40	10.84	-0.65	- 7.046	-19.550	4.262	-0.341	- 0.825
5- 6	4.40	6.53	10.93	-0.56	- 6.121	-30.745	- 41.733	-0.380	- 7.420
6- 7	3.87	5.84	9.71	-0.36	- 3.496	-37.139	-103.813	- 0.201	-10.988
7- 8	5.13	5.13	10.26	-0.06	- 0.616	-38.266	-172.771	0.012	-10.763
8- 9	5.81	4.39	10.20	0.34	3.468	-31.923	-236.959	0.295	- 5.260
9-10	3.77	0.96	4.73	0.78	3.689	-25.176	-289.176	0.609	0.008

TABLA XIV

	FUERZA CORTANTE (Tons)	MOMENTO FLECTOR (Tons- metro)	M/I (Tons/m <sup>3</sup> )	(Tons/m <sup>2</sup> ) <sup>2</sup>	Διάρκεια: -Va- lor medio	Ton/metro	CURVA ASUMIDA	CURVA DEFLE- XION	y
0	2.272	1.039	4.855	0.00	-168.34	0.00	1.000	0.000	1.000
1	6.465	9.028	5.847	4.24	-164.10	-305.5	0.600	0.375	0.625
2	10.859	24.879	13.898	18.17	-150.17	-594.4	0.246	0.731	0.269
3	10.561	44.478	22.543	44.92	-123.42	-846.80	0.046	1.041	-0.041
4	5.934	59.562	31.489	95.78	-72.56	-1031.10	0.258	1.267	-0.267
5	-0.825	64.236	35.489	174.48	6.14	-1095.20	0.346	1.346	-0.346
6	-7.420	56.692	31.849	234.50	66.16	-1020.1	0.300	1.254	-0.254
7	-10.988	39.849	22.770	279.66	111.32	-855.80	-0.142	1.052	-0.052
8	-10.763	19.947	12.312	312.39	144.05	-620.40	0.114	0.762	0.238
9	-5.260	5.294	10.804	340.33	171.99	-333.90	0.426	0.410	0.590
10	0.008	0.489	1.746	347.27	178.93	-4.10	0.769	0.005	0.995

TABLA XV

B/P ESPOL 1

DISTRIBUCION de M.F./I

1 cm = 10 ton/m<sup>3</sup>

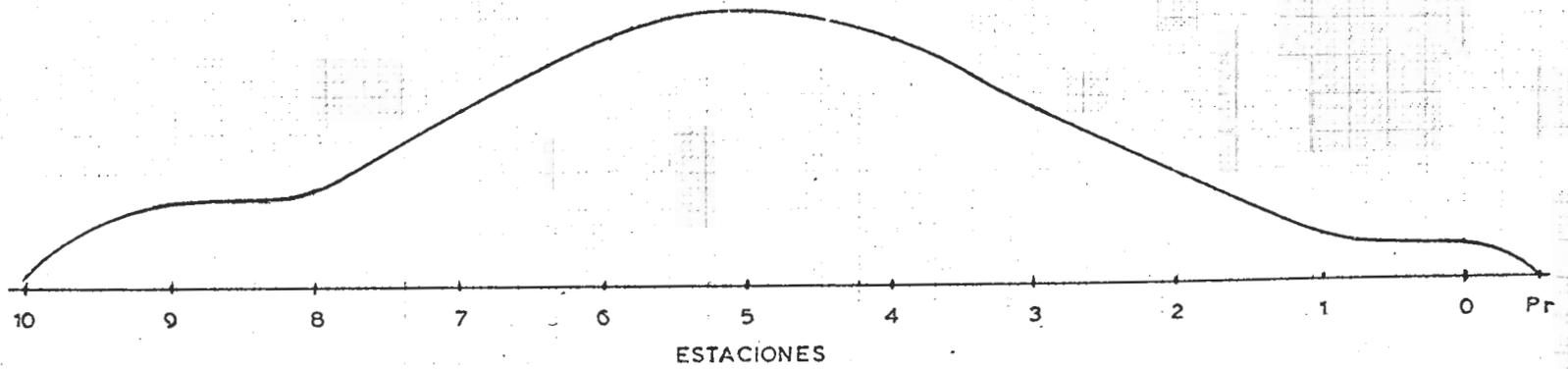


FIG. 4.19

Siguiendo con el cálculo, se obtiene el valor medio de la columna  $M/I dx$  (168.34 en nuestro caso), y hacemos la diferencia:

Integrando esta curva, llegamos a:

Asumiendo que hay la misma relación entre la deformación en los extremos y la sección media, para la curva asumida y la calculada, asignamos entonces para la curva de deflexión un valor de -1.346 y con regla de 3, vamos asignando valores a las otras posiciones, así:

$$y_2 = 1.346 \times (594.4/1095.20)$$

$$y_2 = 0.731$$

Ahora, para presentar la curva elástica, hacemos que la deformación en el extremo sea 1, de la siguiente manera:

$$y_{\text{elástica}} = 1 - y_{\text{curva de deflexión}}$$

Esta curva, debe compararse con la curva asumida, para ver si son "iguales", sino lo son, debería asumirse la curva calculada, y volver a hacer el cálculo; pero [32] recomienda hacer el cálculo una sola vez, con lo cual, no pierde exactitud en porcentaje considerable el método.

Continuando con el cálculo, considerando el valor del módulo de elasticidad del Guayacán,

$$E_{\text{Guayacán}} = 8823 \text{ Kg/cm}^2$$

Calculamos la deflexión en el punto medio:

$$\begin{aligned} \delta &= 1095.20 \times 1000 / (8823 \times 100) \\ &= 1.24 \text{ cm} \end{aligned}$$

La deflexión en los extremos:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{máx}} &= 1.24 (1.000/1.346) \\ &= 0.921 \text{ cm} \end{aligned}$$

Recordando que habíamos asumido:

$$w = 9.8 \times 100 / (4\pi^2 \times 0.921)$$

$$w = 26.95 \text{ CPS}$$

Aplicando el Método de Taylor, para considerar el efecto del cor  
te: [32]:

$$n = C \times 100 / (L/D)^2$$

C : Constante que depende de la razón Manga/Puntal = 2.06,  
dada en la fig. 47 de [32].

$$C = 0.356$$

$$n = 0.356 \times 100 / (19.21/2.75)^2$$

$$\eta = 0.73$$

Luego:

$$w_{\text{correg}} = \frac{w}{\sqrt{1 + \eta}} \text{ CPS}$$

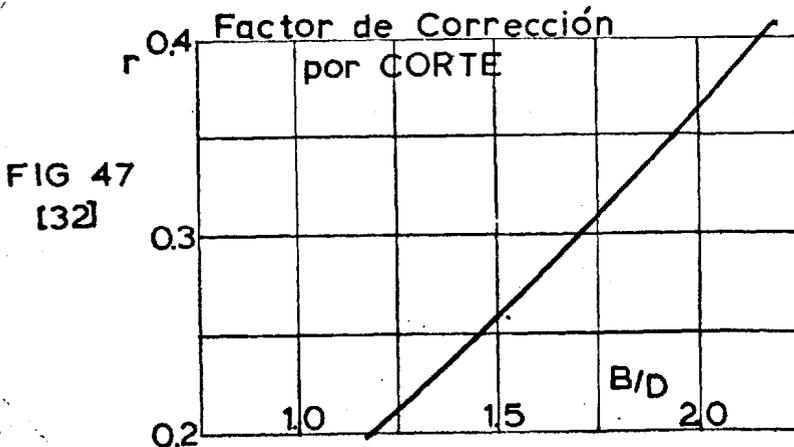
$$\underline{w_{\text{correg}} = 20.49 \text{ CPS} = 1229.40 \text{ CPM}}$$

Determinemos ahora, las velocidades del motor que producirá resonancia:

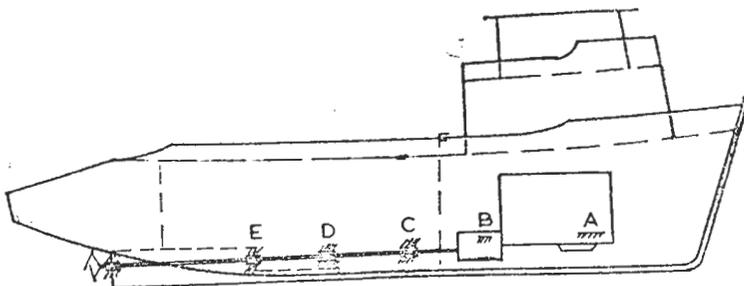
$$1229.4 = \text{RPM } Z/R$$

$$\text{RPM} = 903$$

Observando que en la fig. 4.20, las amplitudes de la posición G, vertical, tienen una elevación alrededor de las 900 rpm, concluimos que en esta zona, el sistema (viga-buque) como un todo está vibrando verticalmente en condición resonante.



## B/P ESPOL 1

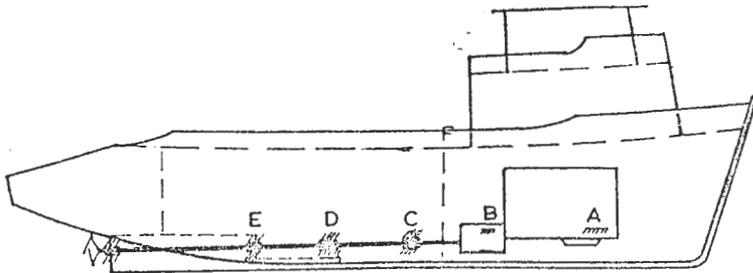


RPM= 900

POSICION	DIRECCION	FRECUENCIA (CPM)									
		1250		3700		3500		630		2500	
		Des	Vel	Des.	Vel	Des	Vel	Des	Vel	Des	Vel
A	Long.	32	2								
	Vert.	83	5.9								
	Horiz										
B	Long										
	Vert.	48	3.2								
	Horiz	64	4.5					16	0.55		
C	Long.	50	3.8							5	0.8
	Vert.	130	7.2					2.7	0.2		
	Horiz										
D	Long.	40	3								
	Vert.	111	6.3			17	3				
	Horiz.										
E	Long.	48	3								
	Vert.	92	6.4	5	1.1						
	Horiz.										
F	Long.										
	Vert.	130	7.5								
	Horiz.										

Desplazamiento en Micrones y Velocidad en mm/seg.

## B/P ESPOL 1

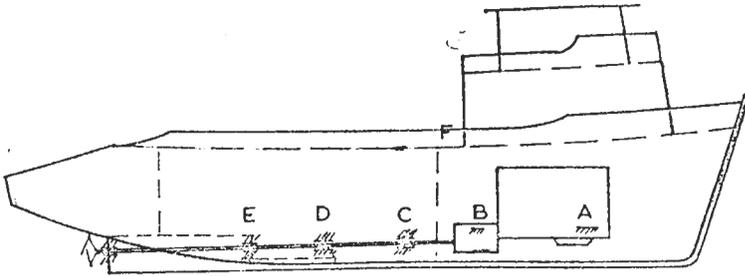


RPM = 950

POSICION	DIRECCION	FRECUENCIA (CPM)									
		1300		4150		3500		2700		600	
		Des.	Vel	Des.	Vel	Des.	Vel	Des.	VEL	Des.	Vel
A	Long.	67	4.6					13	1.5		
	Vert.	52	3.5								
	Horiz										
B	Long										
	Vert.	80	6.2							8	0.8
	Horiz	60	4								
C	Long.	38	2.6								
	Vert.	50	4.2								
	Horiz										
D	Long.	45	3.4								
	Vert.	90	6.2								
	Horiz										
E	Long.	72	5								
	Vert.	93	7	6	1.7						
	Horiz										
F	Long.										
	Vert.	15	1.2								

Desplazamiento en micrones y Velocidad en mm/seg.

B/P ESPOL 1

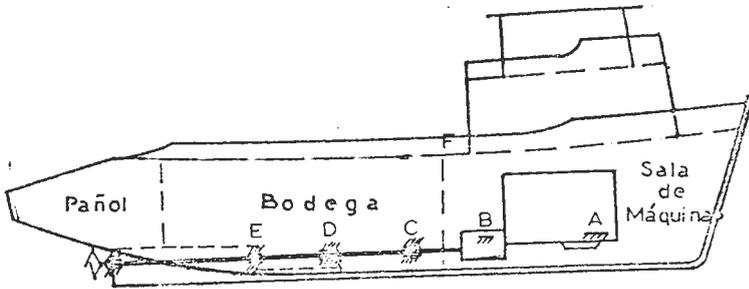


RPM = 1125

POSICION	DIRECCION	FRECUENCIA (CPM)									
		1550		3100		1150					
		Des	Vel	Des	Vel	Des	Vel				
A	Long.	84	7.5	7	1.0						
	Vert.	78	1	21	3.5	26	1.6				
	Horiz										
B	Long.										
	Vert.	155	13	12	1.8						
	Horiz	74	5.8	4	0.6						
C	Long.	33	2.2	6	0.9						
	Vert.	50	4.5	22	3.5						
	Horiz										
D	Long.	63	5.0	18	2.7						
	Vert.	135	9.5	18	2.7						
	Horiz										
E	Long.	63	5.0	10	1.2						
	Vert.	68	6.1	13	2.2						
	Horiz										
F	Long.										
	Vert.	30	2.5	3	0.5	16	1.4				
	Horiz										

Desplazamiento en micrones y velocidad en mm/seg.

B/P ESPOL 1



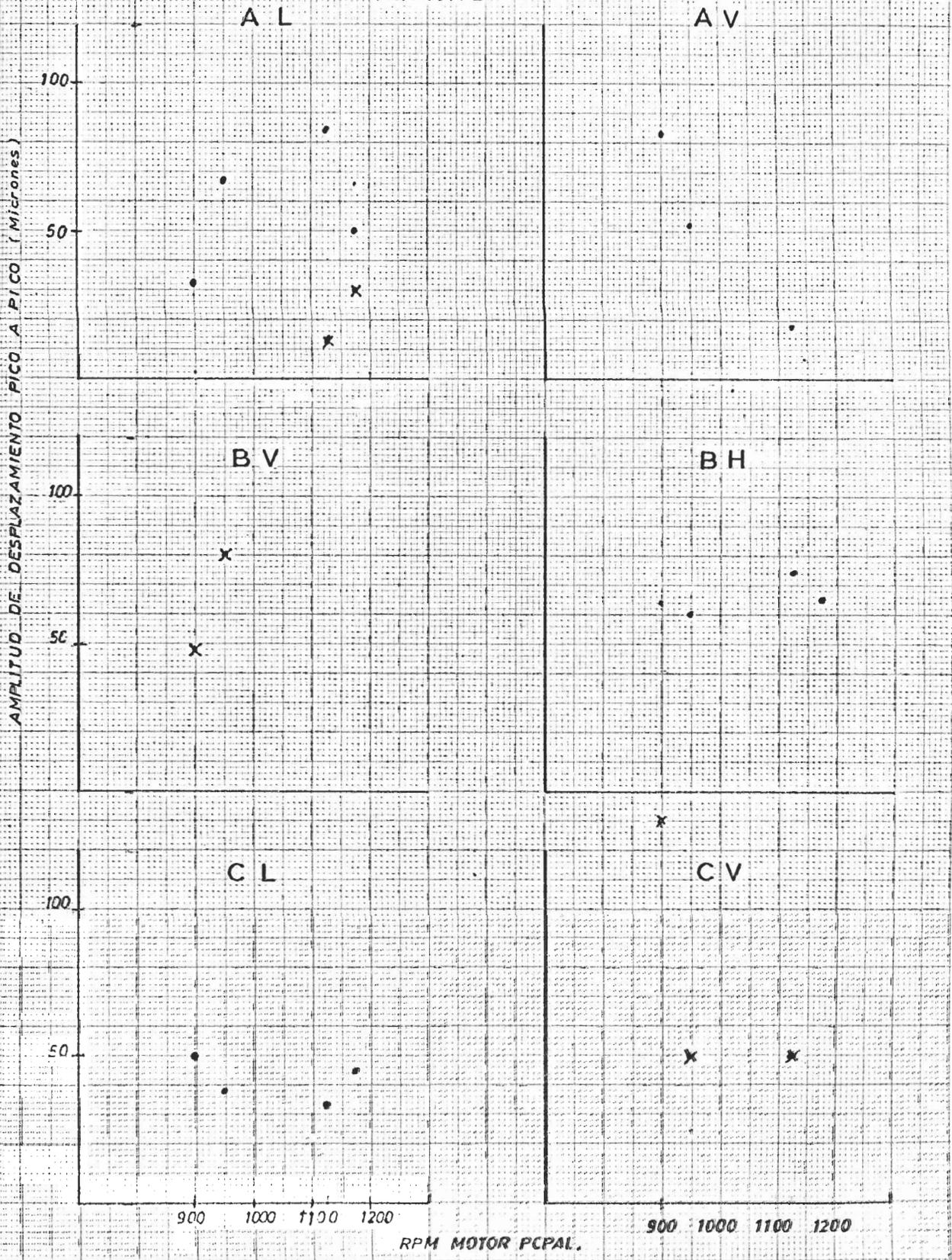
RPM = 1175

POSICION		FRECUENCIA (CPM)									
		1600		4800		5500		30000		650	
DIRECCION	DIRECCION	Des.	Vel.	Des.	Vel.	Des.	Vel.	Des.	Vel.	Des.	Vel.
B	Horiz.	65	6								
	Vert.	170	14								
A	Long.	50	65								
	Vert.			58	15			3	4	18	.7
	Horiz.										
C	Long.	45	3.9								
	Vert.			25	8						
	Horiz.										
D	Long.										
	Vert.			15	6.5	13	5				
	Horiz.										
E	Long.	73	6.5								
	Vert.	53	4.1								
	Horiz.										
F	Long.										
	Vert.	80	6.5								
	Horiz.										

Desplazamiento en micrones y velocidad en mm/seg.

### B/P ESPOL 1

AMPLITUDES DE DEFORMACION vs RPM DE LA MAQUINA PRINCIPAL

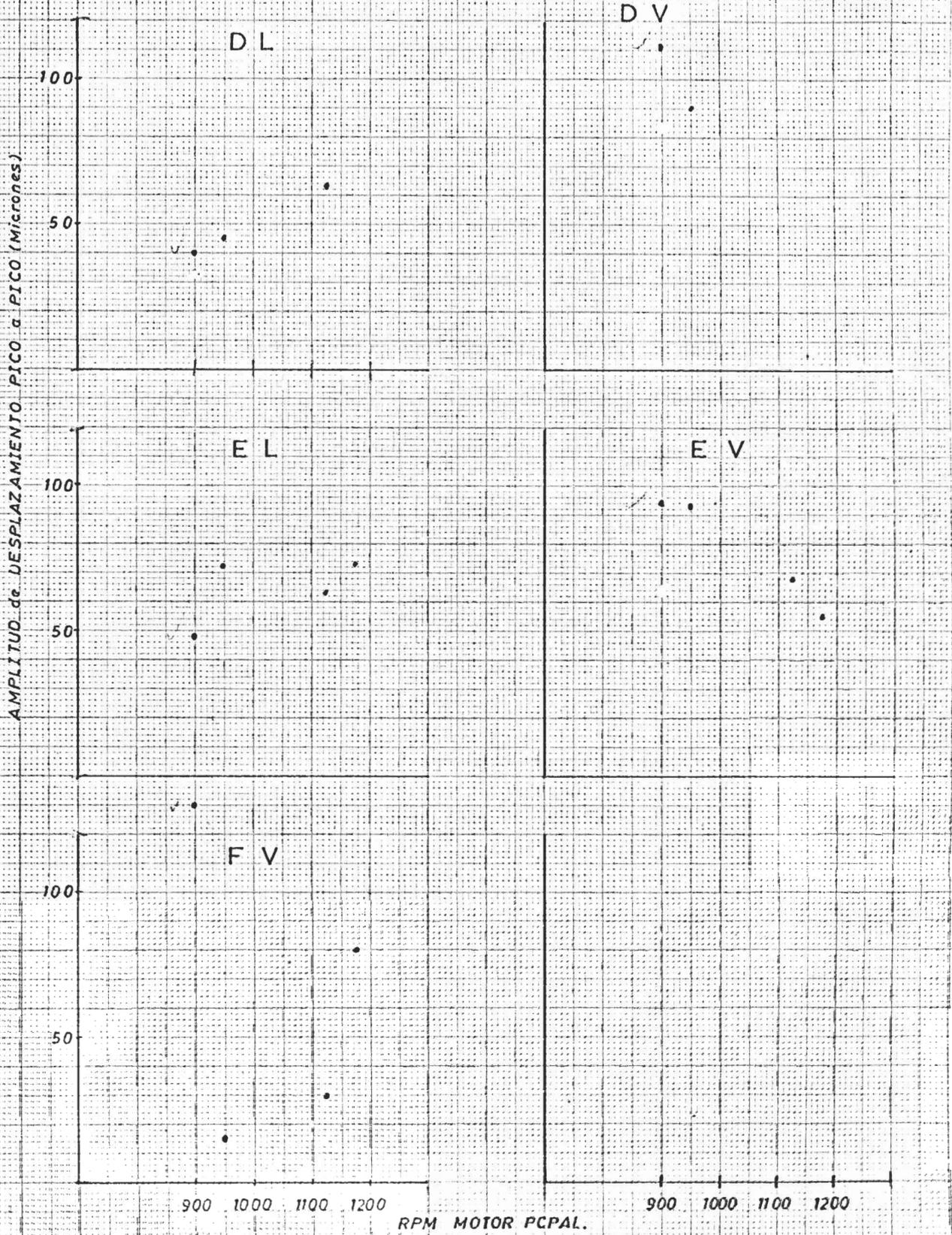


Frecuencia de las palas

FIG. 4-20 a

### B/P ESPOL 1

#### AMPLITUDES DE DEFORMACIÓN vs RPM DE LA MAQUINA PRINCIPAL



Frecuencia de las palas

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Los métodos analíticos escogidos para el cálculo de las frecuencias naturales han demostrado buena exactitud, corroborada por las mediciones de los niveles de vibración hechos a bordo, de manera que pueden ser utilizados con confianza cuando sean requeridos.

De la práctica, es innegable la gran ventaja de la información obtenida con el Analizador, frente a las del Medidor, de manera que es preferible su uso. Esta ventaja le da el hecho de obtener las componentes de la respuesta, lo cual conduce al análisis de frecuencias, que es determinante al tratar de identificar la fuente de excitación perjudicial.

En el ejemplo desarrollado, existe deficiencia en la toma de lecturas, debido a que éstas están muy separadas en el rango de las 1000 rpm; esto se debió al hecho de que se trataba de cubrir el rango de bajas y altas velocidades, las primeras porque a decir de los tripulantes presentaba mayores niveles de vibración, y las segundas, porque significan mayor amplitud de excitación.

Refiriéndose a los cálculos, analizando las amplitudes de deformación en el primer modo de vibración torsional, vemos que casi no hay diferencia entre estas cantidades, entre los subsistemas del motor principal, por lo cual, se recomienda siguiendo a [25], que para este modo, se asuma al cigueñal como un sólo rotor, ahorrando parte del cálculo.

Tratando de generalizar, en el caso de buques con el eje un poco más corto que lo usual (45 - 50%) de  $L$ , y por ende mayor rigidez de este elemento, la resonancia se producirá a altas rpm, con un alto valor de  $Q_e$  y por consiguiente, estarían presentes altos esfuerzos torsionales. Este parece fue el caso en un buque de 23.19 mtrs. de eslora y 8.39 mtrs. de longitud del eje ( $l/L = 0.36$ ) en el cual, el eje se rompió a la altura del prensa-estopa, donde aproximadamente queda el nodo en el primer modo de vibración torsional.

En el caso de la vibración longitudinal del Sistema Propulsor, como comprobación de nuestros cálculos, puede calcularse la respuesta del sistema, en buques en madera, en los cuales la rigidez del eje es mucho mayor que la de la base de la máquina, asumiendo que el sistema sólo está formado por la máquina principal y el empuje vibratorio se lo puede calcular con la ayuda de la tabla dada en 1.2.2.

En lo que se refiere a las vibraciones laterales del Sistema Propulsor, antes de empezar los cálculos, que son bastante largos, debería tratar de obtenerse la relación entre la longitud del tramo del eje más largo - entre cojinetes, y el diámetro del mismo, y compararlo con las recomendaciones dadas en [20] ; y además, calcular la frecuencia natural de dicho tramo, con la fórmula siguiente, tomada de [15] :

$$f_n = \frac{31.73 \times 10^4 d/4}{l^2}$$

$f_n$  : Frecuencia Natural, CPS

$l$  : Longitud entre cojinetes, plg.

$d$  : Diámetro del eje, plg.

Si en el tramo considerado, la frecuencia obtenida está un poco más bajo que las (RPM Z/R), al vacío, del motor principal, entonces es recomendable seguir con los cálculos.

En buques pesqueros en madera, es bastante difícil disminuir la longitud del túnel, de manera que es muy probable encontrar problemas resonantes debido al excesivo distanciamiento entre cojinetes en dicho tramo del eje.

Este problema, no se presenta en buques como el <sup>1</sup> del anexo B, en el cual la distancia entre cojinetes era de 18 veces el diámetro.

Refiriéndonos al mismo tipo de vibración, en el término C de la ecuación 4.1., la participación de la Fuerza Cortante:  $(Jw^2/AG)$ , como puede verse, es despreciable, y por lo tanto puede dejarse de lado.

Al referirnos al cálculo de las frecuencias naturales del casco, y más concretamente al Método de Schadlowsky, no encontramos justificable el paso previo a la ecuación 1.125:

$$\iint w y_2 dx dx = \int w y_2 x dx$$

Sin embargo, da bastante buen resultado al hacer el cerramiento de la curva del Momento Flector, y ya que es un proceso que no participa en la exactitud de los resultados, sino que sólo obra sobre la rapidez del mis

mo, puede ser usado con confianza.

Proyectando los resultados sobre la frecuencia natural del casco, habría problema resonante grave en buques en madera de eslora aproximada al buque tratado aquí, si se utilizan hélices de 3 palas, con las cuales, la resonancia se producirá a altas rpm, con alta amplitud de excitación.

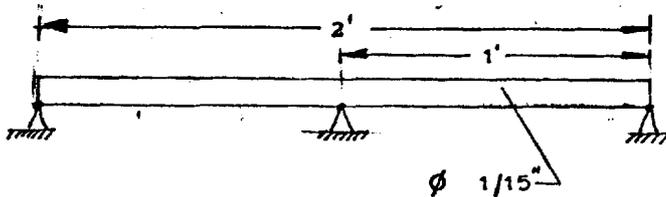
Tal parece que fue el caso de un buque pesquero de 21.9 mtrs. de eslora, propulsado con una hélice de 3 palas, y que presentaba un "alto" nivel de vibración, el cual fue evitado al utilizar una hélice de 4 palas, disminuyendo entonces el rango de velocidades críticas y por tanto la amplitud de la excitación.

A N E X O S

## ANEXO A

Relación entre longitud de una subdivisión y la exactitud del resultado. Método de Diferencias Finitas.

Sistema:



$$d = 0.80 = 1/15''$$

$$\gamma = 500 \text{ Lb/pie}^3$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ Lbf/pulg}^2$$

$$G = 11.5 \times 10^6 \text{ Lbf/pulg}^2$$

La frecuencia fundamental, con ayuda de [15] :

$$\frac{\delta_n \cdot l^2}{\rho} / 10^4 = 31.73$$

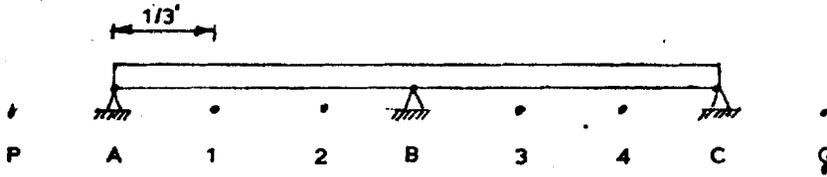
$\rho$  : Radio de giro  $D/4$

$l$  : Longitud de tramo pulg

$\delta$  : Frecuencia natural, CPS

$$\delta_n = 441 \text{ CPS} = 26460 \text{ CPM}$$

Esquema A:



$$\frac{\text{Longitud de subdivisión}}{\text{diámetro}} = 5$$

Sistema de Ecuaciones:

$$(5A - 2B + C) y_1 + (-4A + B) y_2 = 0$$

$$(-4A + B) y_1 + (6A - 2B + C) y_2 + A y_3 = 0$$

$$A y_2 + (6A - 2B + C) y_3 + (-4A + B) y_4 = 0$$

$$(-4A + B) y_3 + (5A - 2B + C) y_4 = 0$$

$$f_n = 542.5 \text{ CPS. (Ver tabla)}$$

$$\% \text{ de diferencia} = \frac{542.5 - 441}{441} = 23\%$$

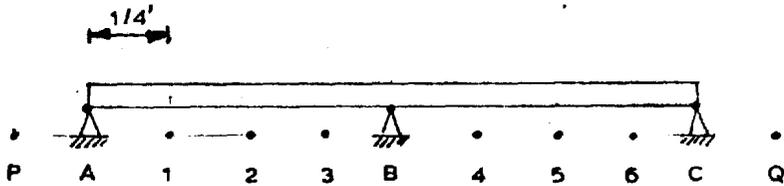
ESQUEMA A

$\omega$	$A \times 10^{-5}$	$B$ $J + \frac{EI_m}{AG} \omega^2$	$C \times 10^{-5}$ $\frac{JN^2}{AG} - 1 \text{ mm}^2$	$x10^{-6}$ $5A-2B+C$	$x10^{-6}$ $6A-2B+C$	$x10^{-6}$ $-4A + B$	$x10^{-23}$ Determinante
490	3.394	5.906	-5.150	1.170	1.510	-1.352	-1.539
545	3.394	7.307	-6.371	1.045	1.385	-1.350	9.072
495	3.394	6.028	-5.256	1.159	1.499	-1.352	-1.465
550	3.394	7.442	-6.488	1.033	1.373	-1.350	4.045
500	3.394	6.150	-5.363	1.148	1.488	-1.351	-1.381
540	3.394	7.173	-6.254	1.057	1.397	-1.350	1.496
510	3.394	6.398	-5.579	1.126	1.466	-1.351	-1.156

$$B = 0.0246 \cdot \text{CPS}^2$$

$$C = (2.047 \times 10^{-10} \text{ CPS}^2 - 1) \cdot 2.145 \cdot \text{CPS}^2$$

Esquema B:



$$\frac{\text{Longitud de subdivisión}}{\text{diámetro}} = 3.75$$

Sistemas de Ecuaciones: (Ver siguiente página)

$$f_n = 457.5 \text{ CPS (Ver tabla)}$$

$$\% \text{ de diferencia} = \frac{457.5 - 441}{441} = 3.7\%$$

Sistema de Ecuaciones del Esquema B

$$(5A-2B+C) Y_1 + (-4A+B) Y_2 + A Y_3 = 0$$

$$(-4A+B) Y_1 + (6A-2B+C) Y_2 + (-4A+B) Y_3 = 0$$

$$A Y_1 + (-4A+B) Y_2 + (6A-2B+C) Y_3 + A Y_4 = 0$$

$$A Y_3 + (6A-2B+C) Y_4 + (-4A+B) Y_5 + A Y_6 = 0$$

$$(-4A + B) Y_4 + (6A-2B+C) Y_5 + (-4A+B) Y_6 = 0$$

$$A Y_4 + (-4A + B) Y_5 + (5A-2B+C) Y_6 = 0$$

$\omega$	A	B	C	5A-2B+C	6A -2B+C	-4A+B	Determinante
441	$1.973 \times 10^6$	8.500	$-4.171 \times 10^5$	$4.931 \times 10^6$	$6.004 \times 10^6$	$-4.284 \times 10^6$	$-5.481 \times 10^{37}$
460	$1.073 \times 10^6$	1.250	$-4.539 \times 10^5$	$4.893 \times 10^6$	$5.966 \times 10^6$	$-4.283 \times 10^6$	$7.389 \times 10^{38}$
450	$1.073 \times 10^6$	8.850	$-4.343 \times 10^5$	$4.913 \times 10^6$	$5.968 \times 10^6$	$-4.283 \times 10^6$	$-6.725 \times 10^{37}$
455	$1.973 \times 10^6$	9.047	$-4.440 \times 10^5$	$4.903 \times 10^6$	$5.976 \times 10^6$	$-4.283 \times 10^6$	$-5.963 \times 10^{38}$

$B = 0.0437 \times \text{CPS}^2$

$C = (2.047 \times 10^{-10} \text{ CPS}^2 - 1) \times 2.145 \times \text{CPS}^2$

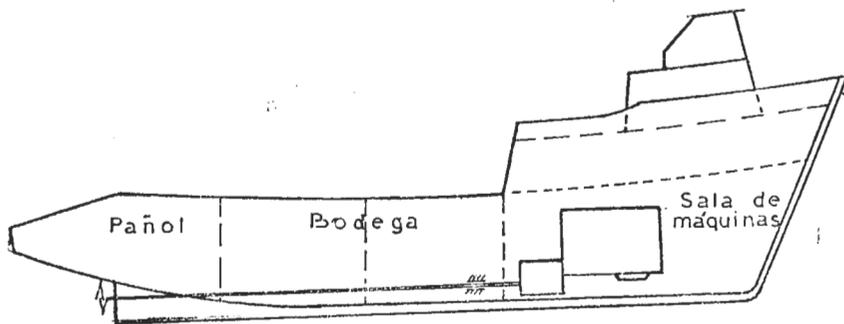
A N E X O    B

RESUMEN DE MEDICION DE VIBRACIONES EN 2 BUQUES PESQUEROS

a. Características Principales de Diseño:

Nombre del Buque	Don César	Empresa Pesquera	Jambelí
Tipo de Buque	Pesquero	Clase	Cerquero
Referencia		Fecha de Prueba	VI-81

B/P DON CESAR



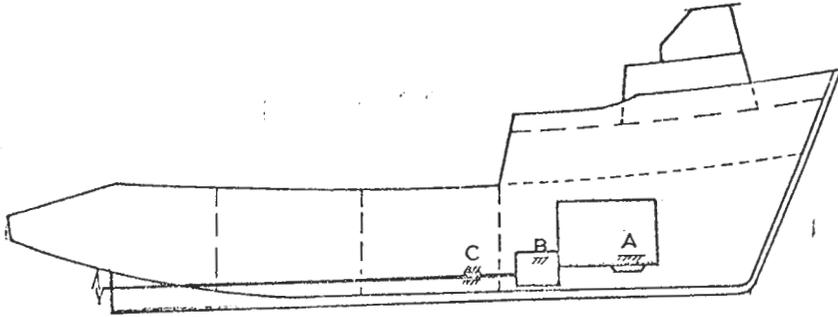
Características del Buque

Características	Unidades Métricas	Unidades Inglesas
Eslora Total		
Eslora entre Perpendiculares	36.59 m	120' 00"
Manga	8.08 m	26' 06"
Puntal	4.19 m	13' 09"
Calado Máximo		
Calado durante la Prueba		
Desplazamiento total		
Desplazamiento durante la Prueba		

b. Maquinaria Principal y Sistema de Propulsión:

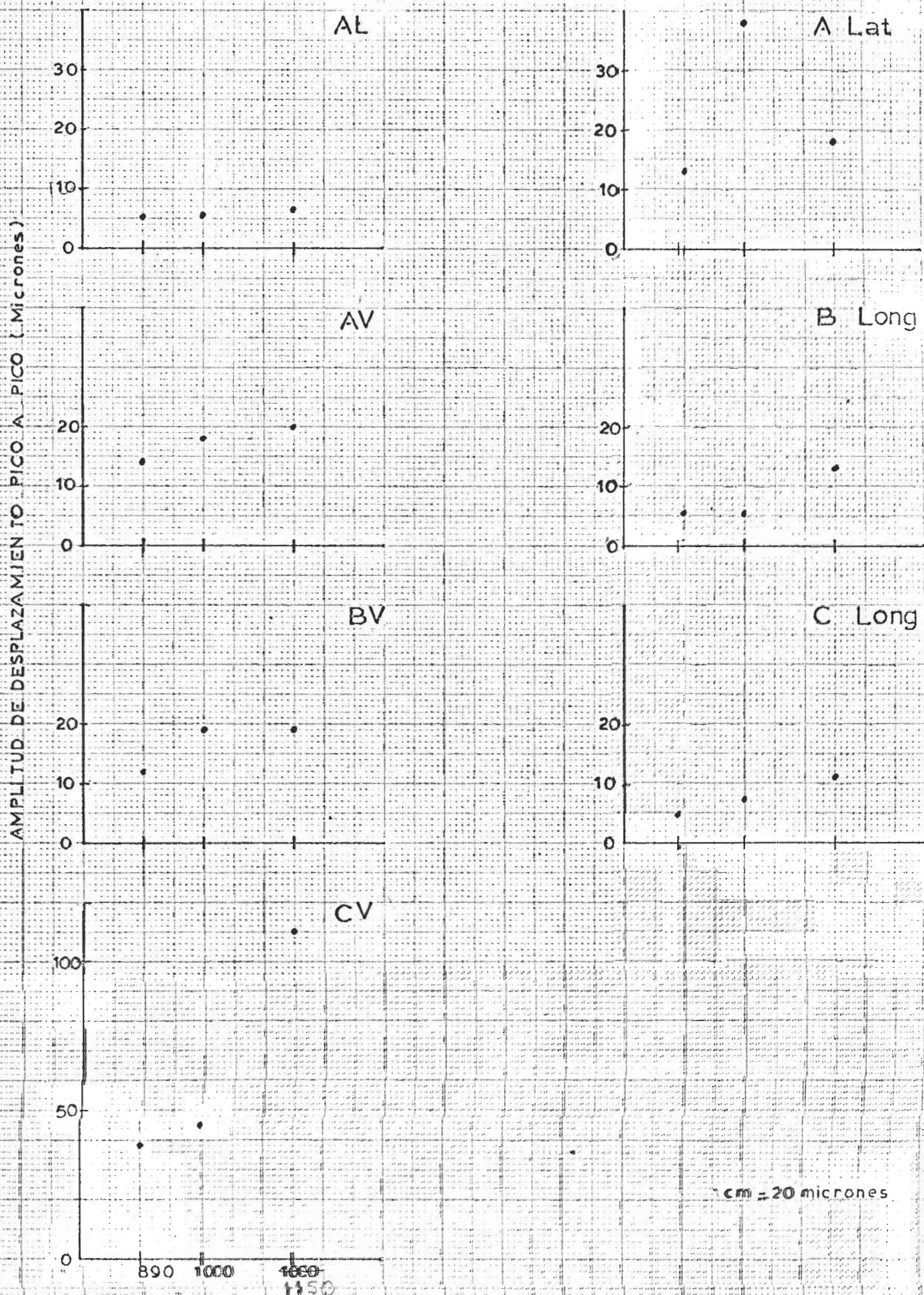
MAQUINARIA PRINCIPAL	Marca y Modelo	Caterpillar	D-398
	Nº Cilindros	12-V	
	Potencia Continua	850 hp	
	RPM Continua	1225 rpm	
	Diámetro Cilindro	159 mm	6.25 plg
	Carrera	203 mm	8.00 plg
	Peso (Seco) con transmisión	8600 kg	18914 lb
	Orden Encendido		
REDUCTOR	Reducción	3.95:1	
	Peso		
EJE	Diámetro	165 mm	6.5 plg
	Peso/Unidad Longitud	171 Kg/m	
HELICE	4	Diámetro	
		Peso	
		Razón Area Desarrollada	
		Peso	

B/P DON CESAR



RPM		1150		1000		890	
		Despl. micron.	Vel. mm/s	Despl. micron	Vel. mm/s	Despl. micron.	Vel. mm/s
POSICION							
	A	Long.	6.5	4.2	5.5	4.2	5.2
Vert.		20	4.4	18	3.4	14	3.4
Horiz.		18	5.4	38	3.8	13	3.5
B	Long.	8	13	5.5	6.5	5.5	5.2
	Vert.	19	11	19	5.2	12	5.9
	Horiz.						
C	Long.	11	6	7.2	4.0	4.8	2.9
	Vert.	110	8.5	45	4.6	38.0	3.7
	Horiz.						

B/P DON CESAR  
 AMPLITUD DE DEFORMACION vs RPM DEL MOTOR PRINCIPAL

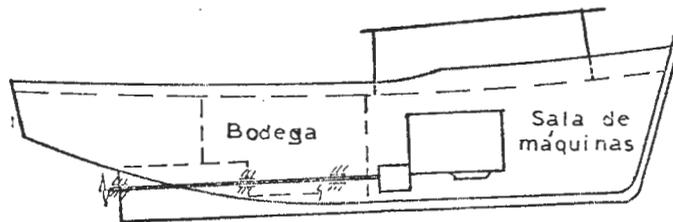


Lecturas tomadas con el medidor de vibraciones

a. Características Principales de Diseño:

Nombre del Buque	Inca	Empresa	Capricornio
Tipo de Buque	Pesquero	Clase	Arrastrero
Referencia	Fecha de Prueba 12-VII-81		

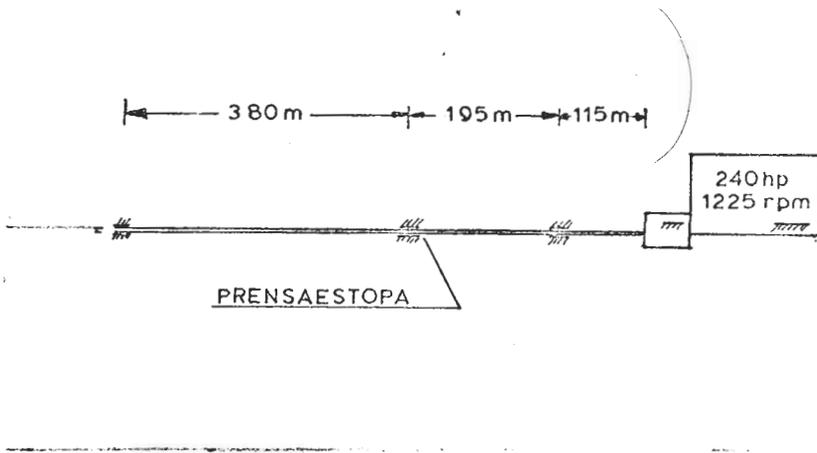
B/P INCA



Características del Buque

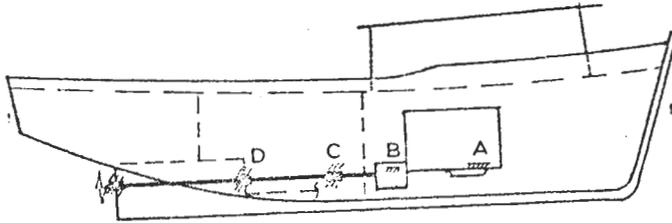
Características	Unidades Métricas	Unidades Inglesas
Eslora total	17.23 m	56.51 p
Eslora entre Perpendiculares		
Manga	5.28 m	17.23 p
Puntal	2.44 m	8.00 p
Calado Máximo	2.03 m	6.66 p
Calado durante la Prueba		
Desplazamiento total	80 tons	
Desplazamiento durante la Prueba		

b. Maquinaria Principal y Sistema de Propulsión:



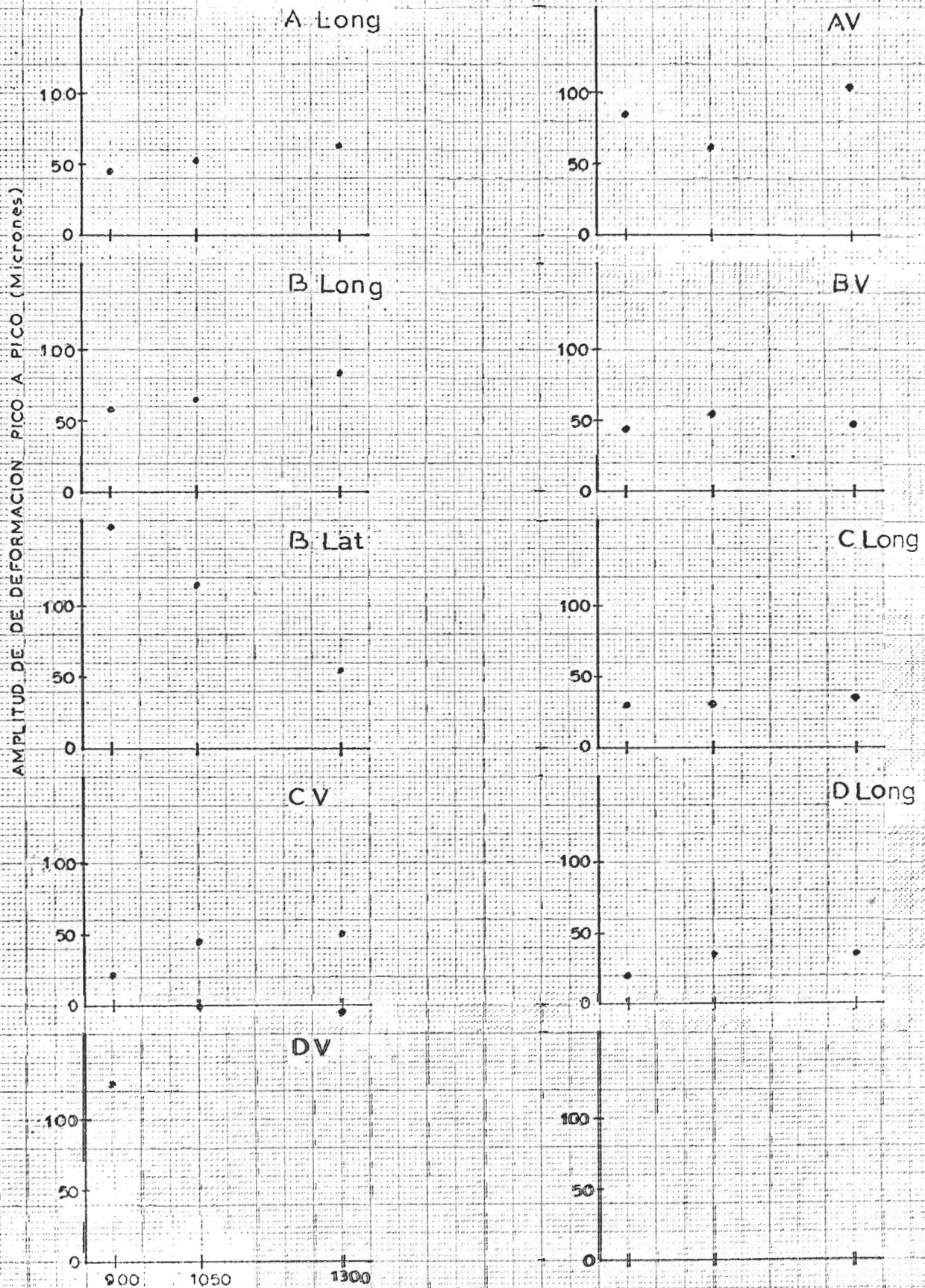
MAQUINARIA PRINCIPAL	Marca y Modelo	Caterpillar	D-342
	Nº Cilindros	6-1	
	Potencia Continua	240 hp	
	RPM Continua	1225 rpm	
	Diámetro Cilindro	146 mm	5.75 plg
	Carrera	203 mm	8.00 plg
	Peso (Seco) con transmisión	3150 kg	6935 lb
	Orden Encendido		
REDUCTOR	Reducción	3.5:1	
	Peso		
EJE	Diámetro	102 mm	4.00 plg
	Peso/Unidad Longitud	65.4 Kg/m	
HELICE	4	Diámetro	
		Peso	
		Razón Area Desarrollada	
		Peso	

B/P INCA



RPM		800		900		1000	
		Despl. micron	Vel. mm/s	Despl. micron	Vel. mm/s	Despl. micron	Vel. mm/s
POSICION							
A	Long.	45	7.1	52	8.4	63	9.2
	Vert.	85	21	62	8.2	105	2.3
	Horiz.						
B	Long.	58	5.1	85	7.3	83	7.7
	Vert.	45	4	55	4.3	48	4.1
	Horiz.	155	10	115	68	55	4
C	Long.	30	2.5	31	3	35	3.5
	Vert.	21	2.3	45	4	50	4.6
	Horiz.						
D	Long.	20	2	35	2.2	35	2.8
	Vert.	125	12.5	180	52	175	16
	Horiz.						

AMPLITUD DE DEFORMACION vs RPM DEL MOTOR PRINCIPAL



Lecturas tomadas con el medidor de vibraciones

## ANEXO C

### CALCULO DE LAS MAGNITUDES VIBRATORIAS TORSIONALES

a. La amplitud de la vibración en el cilindro 1; según Lloyd's 19 :

$$\theta_1 = \pm \theta_0 \cdot M, \text{ Radianes}$$

$\theta_0$  : Amplitud Estática

M : Amplificador dinámico para todo el sistema

$$\theta_0 = \frac{Q_e \cdot \sum \bar{a}}{\omega^2 \sum (J a^2)}, \text{ Radianes}$$

$$\theta_0 = 3.8373 \times 10^{-4} \text{ Radianes}$$

$$M = \left( \sum \frac{1}{M_i^2} \right)^{-1/2}$$

$M_i$  : Amplificador Dinámico individual.

Amplificador del motor

$$M_E = 3.8 \cdot \theta_0^{-1/4}$$

$$M_E = 27.15$$

## Amplificador de la Hélice

$$M_p = \frac{\sum (J a^2) N_S^3 m}{680.000 a H \bar{a}_p^2}$$

$N_S$  = Velocidad máxima continua de la máquina, rpm.

$m$  = Número de orden de la armónica

$H$  = Potencia al freno estimada de la máquina a la velocidad máxima continua, hp.

$\bar{a}_p$  = Amplitud modal relativa en el propulsor.

$a$  = Coeficiente, tomado igual a 30, ó :

$$a = \frac{K_p - N_c}{Q_e}$$

$K_p$  = Coeficiente de amortiguamiento de la hélice: Kg cm - seg/Rad.

$Q_e$  = Par medio de la hélice a la velocidad crítica, Kg - cm.

$N_c$  = Velocidad de la hélice a la crítica

$$M_p = 138.5$$

$$M = 26.64$$

$$\theta_1 = 0.01 \text{ Radianes (Orden: 1)}$$

$$\theta_1 = 0.008 \text{ Radianes (Orden: 1 1/2)}$$

b. Aplicando la fórmula dada en [19]:

$$\theta_1 = \frac{Q_e \sum \bar{a}}{w \sum c a^2} \quad (7-3) \text{ pág 7-2}$$

$$\theta_1 = 0.007 \text{ Radianes (Orden 1)}$$

$$\theta_1 = 0.006 \text{ Radianes (Orden 1 1/2)}$$

Como se ve, los 3 métodos dan resultados similares, por lo que hemos optado por el primero, es decir, utilizar el factor R de la tabla IV.

## BIBLIOGRAFIA

1. *Asociación de Estudiantes de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar. Trabajo: Consideraciones en la Construcción de Buques Pesqueros en Madera. Apéndice.*
2. BICERA. *Hand book of Torsional Vibrations.* Nestorides, Inglaterra. 1958.
3. BOGOSLOVSKY. *Manual del Mecánico de Motores Marinos de Combustión Interna.* Instituto Cubano del Libro. Cuba, 1977 p.103-109.
4. BRESLIN. *Transactions.* SNAME.\* U.S.A. 1970 p.23-41.
5. BOSCO, JOAO. *Estudio de Límites Permisibles de Vibración y Ruido, - dictado por las Normas y Recomendaciones de varios países. VI Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria.* México. 1979.
6. BRINATI, H. *Vibraciones del Eje Propulsor. Notas de Clases, Escuela Politécnica.* Universidad de Sao Paulo. 1973.
7. CATERPILLAR. *Cat Marine Engine Application and Installation Guide.* Caterpillar Tractor Co. 1977.
8. COLLACOTT. *Vibration Monitoring and Diagnosis.* George Godwin Ltd. Inglaterra. 1979. p.157-200.
9. COMSTOCK. *Principles of Naval Architecture.* SNAME. U.S.A. 1967 - p. 402-411.
10. DEN HARTOG, J.P. *Mechanical Vibrations.* Mc. Graw Hill. U.S.A. 1956. p. 170-245

11. ESPINOZA DE LOS MONTEROS. *Dinámica de Estructuras*. ETSIN\* España. 1976. Cap. 3 y 6.
12. FAO-NORUEGA. *Notas de Lectura: II Congreso FAO-Noruega sobre Diseño de Embarcaciones Pesqueras*. Ecuador. 1980.
13. FULLER. *Teoría y Práctica de la Lubricación para Ingenieros*. Wiley and Sons. U.S.A. 1961.
14. HARRINGTON. *Marine Engineering*. SNAME. U.S.A. 1971. p 306-400.
15. HARRIS y COEDE. *Shock and Vibration Hand Book*. Mc. Graw Hill. USA. 1976. Caps.: 5-7-13-30 y 39.
16. IRD *Mechanalysis*. *Manual de Analizadores de Vibración*. Caps.: 3 y 4.
17. JOVAJ y MASLOV. *Motores de Automóvil*. MIR U.R.S.S. 1973.p347-415.
18. MIRANDA, P. *Construcción y Manejo de los Motores Diesel*. Editorial Gustavo Gili. España 1977. p201-206.
19. MORENO ARENAS, V. *Motores de Combustión Interna, II*. ETSIN. España. Caps.: 5-6 y 10.
20. MOTORNY, A. *Proyecto del Sistema Propulsor*. ESPOL. Ecuador. 1979. p24-77.
21. NOWACKI. *Ship Vibrations*. The University of Michigan. U.S.A. 1970. p20-114.
22. ORCES, E. *Notas de Clase. Vibraciones Mecánicas*. ESPOL. Ecuador. 1980.
23. OSOUF. *Seminario: Averías de Casco y Maquinaria en Buques de Acero*. ESPOL. Ecuador. 1980.

24. POPOV. *Introducción a la Mecánica de los Sólidos*. Limusa. 1976. p44-73.
25. SEWARD. *Marine Engineering, II*. SNAME. U.S.A. 1962. p76-110.
26. SINGER. *Resistencia de Materiales*. Harper & Row Latinoamericana. México. 1971. Caps.: 4-5 y 6.
27. S.N.A.M.E. *Longitudinal Stiffness of Main Thrust Bearing Foundations*. SNAME. U.S.A. 1972.
28. S.N.A.M.E. *Code for Shipboard Vibration Measurement*. SNAME. U.S.A. 1975.
29. S.N.A.M.E. *Ship Vibration Data Sheet*. SNAME. U.S.A. 1975.
30. The University of Michigan. *Notas de Clase. Marine Propulsion Plant Dynamics and Control*.
31. THOMSON. *Theory of Vibration with Applications*. Prentice Hall. U.S.A. 1972. p45-276.
32. TODD, F.H. *Ship Vibrations*. Edward Arnold Ltd. Inglaterra. 1961. p65-279.
33. TRAUNG. *Fishing Boats of the World, 2*. Jan Orof Traung. p298-301.
34. VELARDE, M. *Tesis de Grado: Pruebas de Resistencia y Durabilidad de Maderas Nacionales y Recomendaciones para su Uso en Construcción de Embarcaciones Menores*. ESPOL. Ecuador. p103.
35. SALVAGNI, R. *Vibración Lateral de Ejes Propulsores*. VI Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria. México. 1979.

\* SNAME: The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

ETSIN: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales