ESCUELA SUPERIOR

POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MARITIMA

Y CIENCIAS DEL MAR

INVESTIGACION DEL PROBLEMA DE ROTURA DE EJES EN LOS REMOLCADORES TONINO Y TORTUGO DE AUTORIDAD PORTUARIA DE GUAYAQUIL

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Titulo de

INGENIERO NAVAL

PRESENTADA POR

MARIO ENRIQUE ROMAN VERDESOTO

GUAYAQUIL - ECUADOR

1987

D E D I C A T O R I A

A las siguientes personas , las cuales sencillamente significan la razón de mi existencia ; por lo cual les estaré eternamente agradecido.:

DIOS

MI HIJO

MI ESPOSA

MIS PADRES y

MIS HERMANOS.

A G R A D E C I M I E N T O

Al ING. JOSE MARIN LOPEZ Director de Tesis, ya que de no haber podido contar con su invalorable ayuda, me hubiera sido difícil culminar con esta Tesis.

A los profesores y compañeros en especial al Ing. Oscar Noe, que a mi paso por la ESPOL supieron brindarme desinteresadamente su amistad.

ING. CRISTOBAL MARISCAL D.

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA

ING. JOSE MARIN L.

DIRECTOR DE TESIS

ING. ARMANDO FLORES H.

MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBUNAL

ING. BOLIVAR VACA R.

MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBU

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 Examenes y Titulos profesionales de la ESPOL)

....

MARIO ENRIQUE ROMAN VERDESOTO

RESUMEN

El presente trabajo investiga las posibles causas de las roturas que han venido sufriendo los ejes de los remolcadores Tonino y Tortugo de Autoridad Portuaria de Guayaquil. Se empieza calculando los Esfuerzos Estáticos y luego los Vibratorios que actúan sobre el eje. Se procede luego a estimar el Límite de Fatiga del material, considerando factores de corrección adecuados. Finalmente se llega a calcular el Factor de Seguridad con que está operando el eje. Dado que el Factor de Seguridad es inferior al que se recomienda para uso marino, se concluye que la falla se debe a Vibración Lateral excesiva del eje propulsor; estos esfuerzos se ven magnificados por los Factores de Concentración de Esfuerzos presentes en la discontinuidad de la camisa del eje. Esto concuerda con la dirección en que se producen las roturas y además con la presencia de las Marcas de Playa (signos de la presencia de Fatiga) en la cara seccionada. Finalmente se dan recomendaciones tendientes a evitar que se presenten los problemas causa de este análisis.

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

Pag

Pág

Pág

INTRODUCCION

En vista de los daños por fatiga que se han presentado en el sistema propulsor de los remolcadores gemelos TOPINO y INFIKAU, de la Autoridad Portuaria de Guayaquil, específicamente en los ejes, se presenta este estudio en el que se trata de establecer las causas por las cuales fallan dichos elementos. Además, sugeriremos recomendaciones para evitar en lo posterior dichos problemas.

Puesto que el eje propulsor es un miembro que transmite la potencia, generada por el motor principal, a la hélice; está sujeto a esfuerzos de tipo estáticos y alternativos inducidos por la acción de la misma hélice, respectivamente. Estos esfuerzos serán plenamente determinados en este estudio. Se prestará atención a las vibraciones producidas en los ejes propulsores, las que pueden ser: torsionales, laterales y longitudinales, con sus respectivas frecuencias y esfuerzos resonantes, para realizar posteriormente un análisis de fatiga en los mismos.

Esta investigación se torna interesante por el hecho de que el diámetro de los ejes propulsores obedece a las regulaciones de la American Bureau of Shipping, tal como se indica en el Capítulo 1.

Con los resultados obtenidos, estamos en capacidad de emitir un criterio en lo que respecta a cambios o modificaciones recomendadas en el sistema propulsor, para que de esta forma, evitemos daños similares en dicho sistema de los Remolcadores.

CAPITULO 1

DESCRIPCION DE LAS EMBARCACIONES
Y SUS DAÑOS

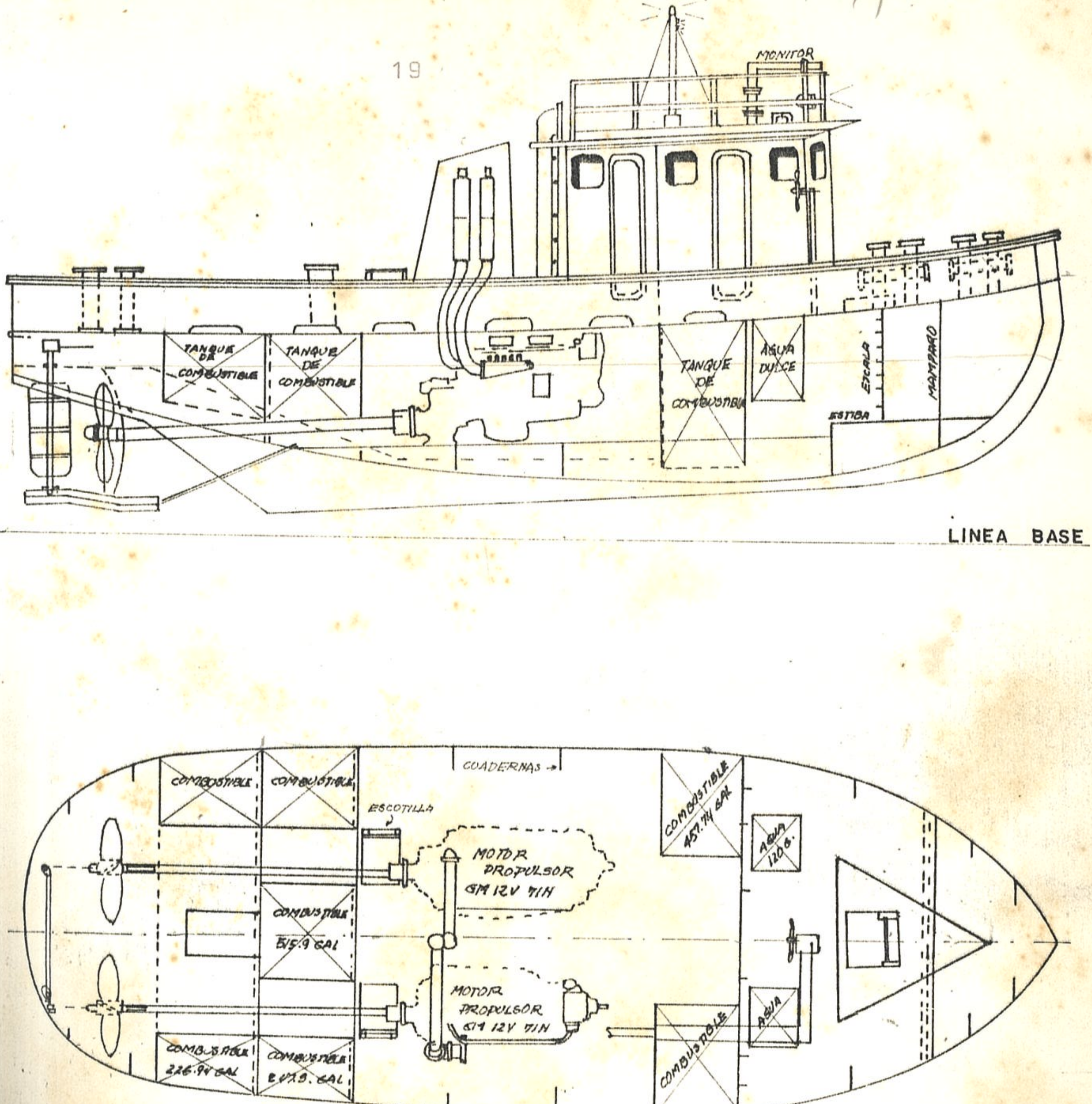
1.1.- DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS REMOLCADORES.-

Los remolcadores Tonino y Tortugo son embarcaciones gemelas, que prestan sus servicios a la Autoridad Portuaria de Guayaquil. Fueron diseñados y construidos en Guayaquil, en el año 1.972 por ASTINAVE, Astilleros Navales Ecuatorianos. A continuación se presenta un cuadro con sus dimensiones y características principales.

Dimensiones y Características Principales

Eslora máxima	40'-4"
Eslora en L.A.D.	37'-6"
Manga máxima	14'-5"
Manga en L.A.D.	13'-7"
Puntal	6'-8"
Calado en L.A.D.	4'-1"
Desplazamiento en lastre	16,82 Ton.
Desplazamiento útil	10,00 Ton.
Volumen del casco	2.132,90 pie
Capacidad de superestructura	613,00 pie
Tonelaje de Reg. Bruto	26,14
Máquinas Principales	(2) G.M 12V-71
Capacidad de combustible	7,14 Ton.
Capacidad de Agua	0,89 Ton.
Material del Casco y Superestruc.	acero

Table 1



CARACTERISTICAS

ESLORA MAX.	40'-4"
ESLORA LAD.	37'-6"
MANGA MAX.	14'-5"
PUNTAL	6'-8"
CALADO LAD	4'-1"

Disposición general

Figura 1.1

[illegible] DESCRIPCION DEL SISTEMA PROPULSOR.

El sistema propulsor de los remolcadores Taurus y Fortuna consiste de dos líneas de ejes independientes con su motor propulsor para cada una. El motor diesel principal se conecta a la hélice a través de engranajes de reducción. A continuación se presentan las principales características.

(2) Longitud total del eje propulsor [illegible]

Diámetro del eje [illegible]

Diámetro del eje con las camisas de bronce [illegible]

Dimensiones del bocín de bronce y caucho [illegible]

Propulsor (bronce) 4 palas

Diámetro del propulsor [illegible]

Paso del propulsor [illegible]

(3) Motor principal [illegible]

BHP a 1.800 RPM (régimen continuo)

SHP a 1.800 RPM (régimen continuo)

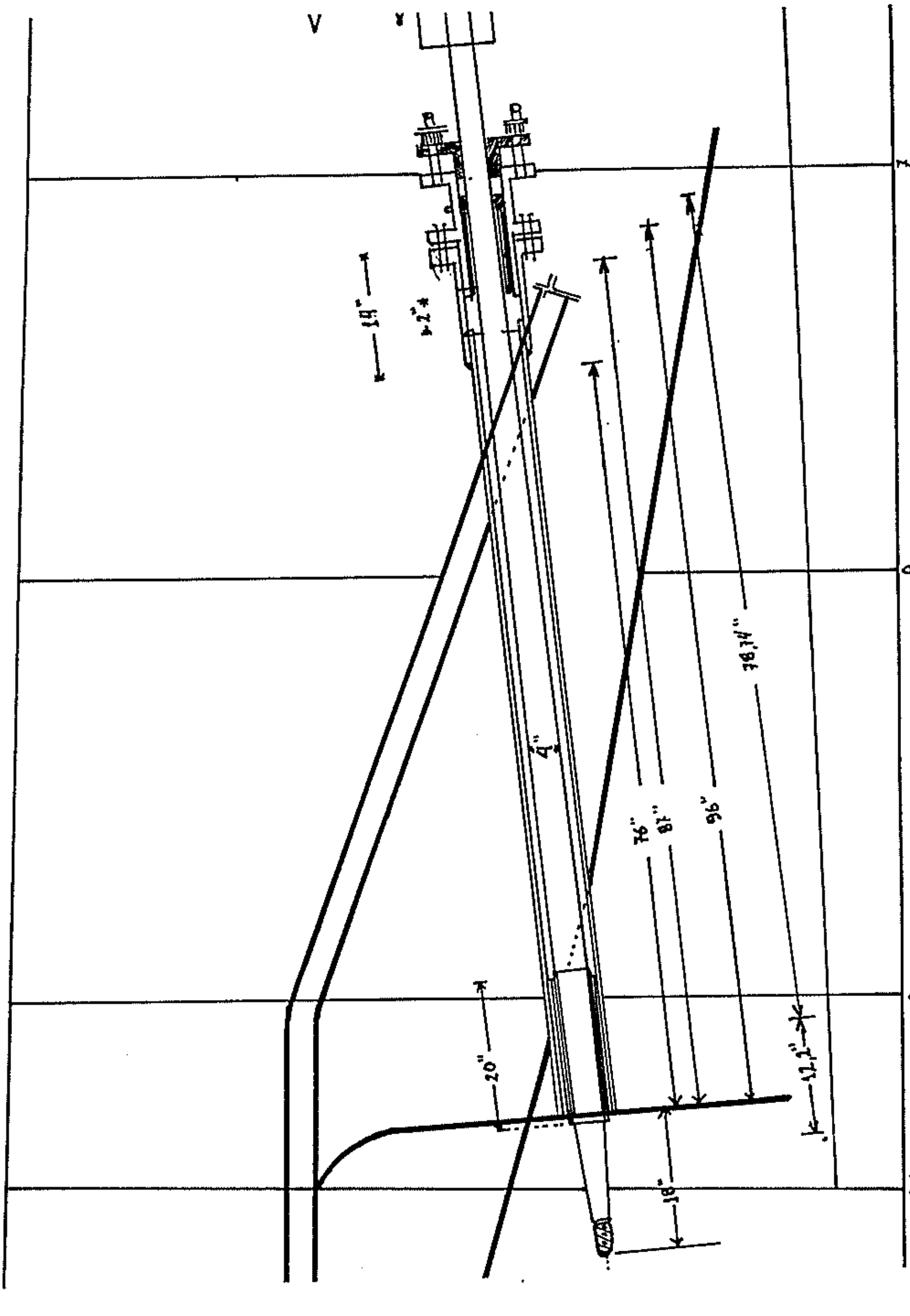
BHP máx. (2.100 RPM)

SHP máx. (2.100 RPM)

(4) Reductor

Razón [illegible]

Caja [illegible]



Sistema propulsor.

Figura 1.2

1.3.- DESCRIPCION DE LAS ROTURAS DEL EJE.-

Cabe indicar que desde la fecha de construcción de los remolcadores hasta la presente, se han roto alrededor de seis (6) ejes en intervalos de tiempo promedio de tres (3) años, según informaciones proporcionadas por el personal encargado del mantenimiento de dichas embarcaciones.

Las roturas se han presentado en dos sitios característicos: justo en los extremos de la camisa de popa del eje es decir, en las discontinuidades de la sección tanto a proa como a popa de la camisa. Las figuras 1.3 y 1.4 muestran tramos de ejes malogrados de los remolcadores en los dos sitios descritos anteriormente.

Falla localizada en el extremo de popa de la camisa

Figura 1.3

Falla localizada en el extremo de proa de la camisa

Figura 1.4

Ahora observando la figura 1.5 nos daremos cuenta que el plano de corte forma aproximadamente con la línea del eje un ángulo de 90º (el corte es perpendicular al eje).

Plano de corte a 90º de la línea del eje

Figura 1.5

En la sección donde ocurre la destrucción se pueden observar claramente dos zonas: una superficie lisa, esmerilada (zona de desarrollo paulatino de la grieta) donde aparecen las marcas de playa, y otra de superficie rugosa (zona de destrucción definitiva, debido al debilitamiento de la sección). Esto podemos verlo muy claramente en la figura 1.6.

Detalle de la Sección Fracturada

Figura 1.6

1.4.- PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL DEL EJE.-

El material es acero, según American Bureau of Shipping debería tener la siguiente especificación: ABS grado

A y que según American Society of Testing Materials ASTM 7036. Las propiedades mecánicas de este material son los siguientes, tomadas de la referencia (1):

Resistencia última a tracción	70,000 lb/pulg²
Resistencia última a compresión	[illegible] lb/pulg²
Resistencia última al corte	51,950 lb/pulg²
Punto de fluencia	36,000 lb/pulg²
Límite de proporcionalidad tracción	34,760 lb/pulg²
Límite de proporcionalidad compresión	34,750 lb/pulg²
Límite de proporcionalidad corte	22,014 lb/pulg²
Alargamiento, % mínimo en 8cm.	22

Composición química del material:

Porcentaje máximo de carbono	0,35
Porcentaje máximo de manganeso	0,90
Porcentaje máximo de silicón	0,80
Porcentaje máximo de sulfuro	0,05
Porcentaje máximo de fósforo	0,05

A continuación, se presenta el cálculo del diámetro del eje propulsor de los remolcadores según las regulaciones de ABS para buques de acero de eslora inferior a 61 metros [1].

$$D = c \sqrt[3]{K*H/R}$$

Donde:

H = Potencia al freno a la velocidad de regimen

R = RPM en el eje

K = Factor de servicio, para buques de servicio oceánicos hasta 20 metros de eslora

Acero al carbono (no protegido), K = 61

c = depende del tipo de eje y del valor de K

eje de cola, con $K \leq 84$, c = 25,4

Luego:

D = 3.8 pulg

Como podemos observar, el diámetro del eje cumple con las reglas del ABS, sin embargo los ejes han estado sufriendo las roturas descritas anteriormente.

CAPITULO 2

ESFUERZOS ESTATICOS QUE ACTUAN SOBRE EL EJE

Al hacer un estudio para determinar las causas por las cuales falla cierto elemento mecánico, debemos considerar en primer lugar los esfuerzos estáticos que experimenta dicho elemento y establecer si estos no sobrepasan los limites permisibles. Si no sucede lo anteriormente citado, se tomara en cuenta que el factor de Seguridad tenga un valor aceptable de acuerdo con el caso. Para el efecto se tomarán en cuenta los esfuerzos debidos a flexión, compresión y torsion.

2.1.- ESFUERZO DEBIDO A FLEXION

Para el efecto, se va a determinar el esfuerzo que soporta el eje debido al peso de la helice, así como tambien el debido a su propio peso. El tramo ubicado entre el prensa-estopa y la brida del reductor no se tomará en cuenta por el hecho que su peso repartido en una longitud de tan solo 34 pulgadas , no justifica incluirlo en el cálculo:

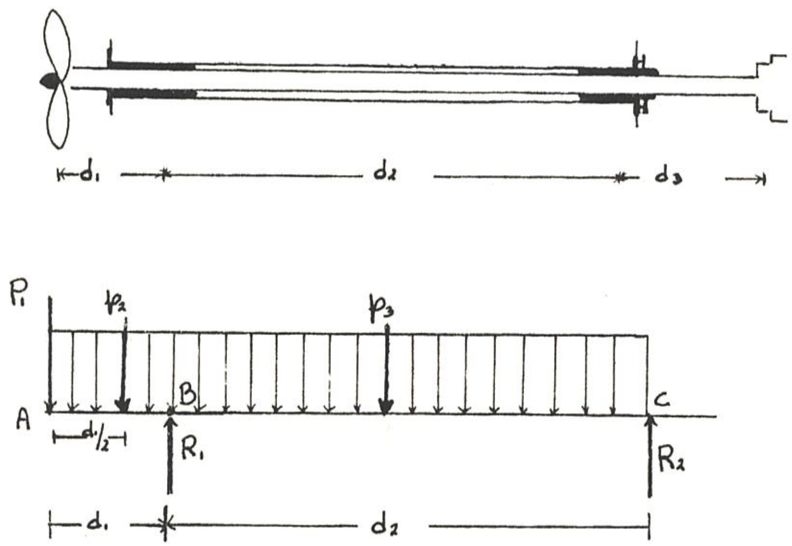


Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema propulsor

Figura 2.1

p1 = Peso de la hélice = 400 lbs (1)
p2 = Peso del tramo de eje entre A y B

p3 = Peso del tramo de eje entre B y C
R1 = Reacción en el cojinete de popa del túnel
R2 = Reacción en el cojinete de proa del túnel

Cálculo del peso de los tramos de eje.

En primer lugar el peso especifico del material es:

= 0.28 lb/pulg3

Considerando las siguientes dimensiones:

d1 = 12,20 pulgadas
d2 = 78,74 pulgadas
D = diámetro del eje = 4 pulgadas

El área de la sección del eje será:

$A = 3,1416(D)^2/4$
$A = 3,1416(4)^2/4 = 12,57$ pulg²

Entonces:

p2 = 0.28 * 12,20 * 12,57 = 42,94 lb
p3 = 0,28 * 78,74 * 12,57 = 277,13 lb

Cálculo de las reacciones en los cojinetes del túnel:

A partir de la figura 2.1b y haciendo una sumatoria de fuerzas en dirección vertical:

400 + 42,94 + 277,13 - R1 - R2 = 0

Además, haciendo sumatoria de momentos con respecto al cojinete de popa:

$$400(12,2)+42,94(6,1)-277,13(39,4)+R2(78,74) = 0$$

de donde:

$$R1 = 646,80 \text{ lb}$$

$$R2 = 73,28 \text{ lb}$$

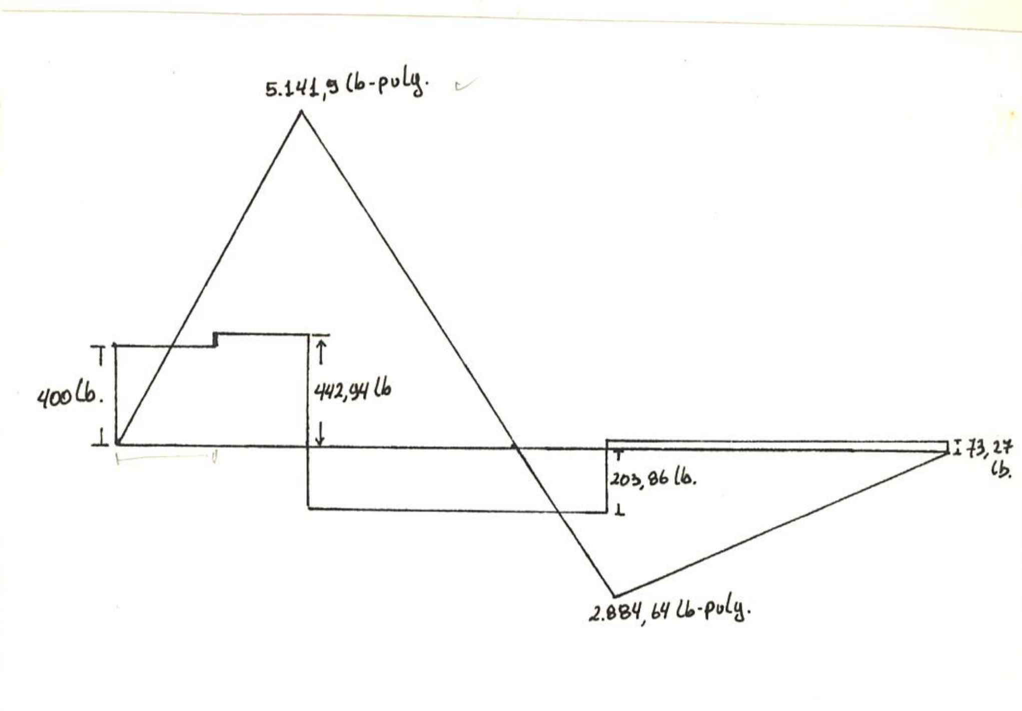


Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Figura 2.2

Como podemos observar en la figura superior, el máximo

32

momento flector está localizado en el punto B (cojinete de popa del túnel) con un valor de 5.141,9 lb-pulg.

Cálculo del esfuerzo máximo debido a flexión (σf)

Puesto que el máximo momento flector se encuentra en el punto B, el esfuerzo debido a flexión en el mismo será:

$$\sigma f = M * c / I = 4 (M) / \pi (r)**3 \qquad (1)$$

donde:

r = radio del eje = 2 pulg.

c = distancia del eje neutro a la fibra más alejada en la sección del eje.

I = momento de inercia de la sección del eje.

M = momento flector = 5.141,90 lb - pulg.

$$\sigma f = 4 (5.141,90) / \pi * 2E03$$

$$\sigma f = 818,36 \text{ lb/pulg}^2$$

Ocasionando tensión en la fibra superior y compresión en la inferior del eje.

Comparando el valor de σf con el limite de proporcionalidad del material ($S = 34.760$ lb/pulg²), estamos muy por debajo de este valor y sin peligro que el eje falle por flexion pura.

2.2.- ESFUERZO DEBIDO A COMPRESION.-

Ahora se obtendrá el valor del esfuerzo en el eje debido al empuje de la helice. En primer lugar calcularemos el valor de dicho empuje en cada eje (T)

De la definición de Potencia Efectiva:[3]

$$EHP = R*V = T(1-t)*V; \qquad (2)$$

$$T = \frac{33.000(EHP)}{[6.080(V/60)]} * \frac{1}{1-t} \text{ lbs.} \qquad (3)$$

EHP = SHP * Cp
Cp = Coeficiente Propulsivo = 0.5 [1]
EHP = 340 * 0.5 = 170
V = Velocidad del remolcador = 10 Nodos
t = Coeficiente de deduccion de empuje [3] =0.24

$$T = 7.284,45 \text{ lb}$$

El esfuerzo debido a compresión en cada eje será:

$$\sigma(c) = \frac{T}{A} \qquad (4)$$

A = Area de la seccion del eje = 12,57 pulg²

entonces:

$$\sigma c = \frac{7.284,45}{12,57} = 579,51 \text{ lb/pulg}^2$$

Al igual que en el esfuerzo anterior debido a flexion, el valor de 579,51 lb/pulg² está muy por debajo del límite de proporcionalidad del material el cual es: 34.760 lb/pulg² (generalmente se toma el mismo valor del límite de proporcionalidad en flexion).

2.3.- ESFUERZO DEBIDO A TORSION.-

Para calcular este esfuerzo tenemos que determinar previamente el Torque actuante sobre el eje, el cual es producido por el motor principal.[10]

$$Q = \frac{33.000 * SHP * 12}{2 * \pi * N} \qquad (5)$$

donde:

SHP = BHP * 0.947 = 340 [4]
N = Velocidad de rotación del eje = 400 RPM

entonces:

$$Q = \frac{33.000 * 340 * 12}{2 * \pi * 400} = 53.571,60 \text{ lb - pulg.}$$

Calculamos el esfuerzo de Torsion (τ)

$$\tau = \frac{Q * D}{2 * J} \qquad (6)$$

donde:

J = Momento polar de Inercia de la seccion del eje

$$= \frac{\pi * (D)**4}{32} \qquad (7)$$

D = Diámetro del eje = 4 pulg

o sea:

$$\tau = \frac{16 * Q}{\pi * (D)**3} \text{ lb/pulg}^2$$

$$\tau = \frac{16* 53.571,60}{\pi * (4)**3} = 4.263,10 \text{lb/pulg}^2$$

Como podemos darnos cuenta, este valor es mucho mayor que los dos esfuerzos anteriores; sin embargo, es bajo con respecto al limite de proporcionalidad del material en torsion, cuyo valor es 22.014 lb/pulg²

3.4.- ESFUERZO ESTATICO RESULTANTE.-

En los subcapitulos anteriores se han determinado los tres tipos básicos de esfuerzos estáticos: axiales, de tracción o de compresión, de flexión y de torsión, causados por cargas de la misma naturaleza respectivamente. Puesto que se consideró que dichos esfuerzos actuaban aisladamente sobre el eje, ahora se tratará la situación real, en la que actúan simultaneamente

Esfuerzos principales, normales y de corte

Son aquellos que para ciertos valores del ángulo θ son máximos o mínimos σn y τ, para un conjunto dado de esfuerzos σx, σy y τxy. De acuerdo con (18):

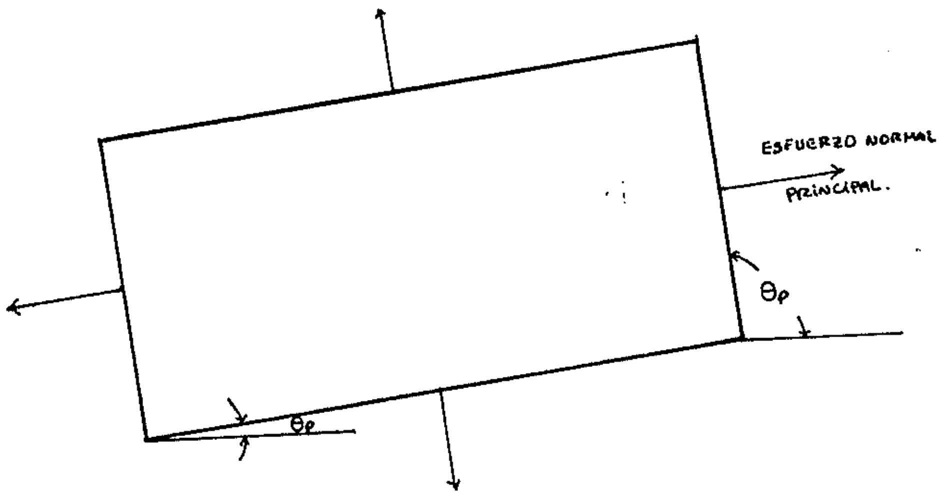
$$(\sigma n)\begin{matrix} max \\ min \end{matrix} = \frac{\sigma x + \sigma y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma x - \sigma y}{2}\right)^2 + (\tau xy)^2} \qquad (8)$$

$$\tau max = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma x - \sigma y}{2}\right)^2 + (\tau xy)^2} \qquad (9)$$

Los ángulos, designados por θp, entre el eje x y los planos en que tienen lugar los esfuerzos normales principales, están dados por la ecuación:

$$\tan 2\theta p = \frac{-\tau xy}{\frac{\sigma x - \sigma y}{2}} \qquad (10)$$

Tendremos dos valores de θp que satisfacen esa ecuación. La tensión $(\sigma n)max$ tiene lugar en uno de esos planos, y la $(\sigma n)min$ en el otro. Los planos planos definidos por los ángulos θp se llaman Planos Principales Normales. Para cualquier valor de σx, σy y τxy; los valores de las tensiones cortantes que actúan en estos planos son siempre nulas. Así pues, un elemento orientado según los planos principales normales y sometido a los esfuerzos principales aparece como en el gráfico siguiente.



Elemento sometido a esfuerzos principales

Figura 2.3

La dirección del esfuerzo cortante principal, dado por el ángulo θc entre el eje x y los planos en los que se producen dichos esfuerzos principales estan dados por la siguiente ecuación:

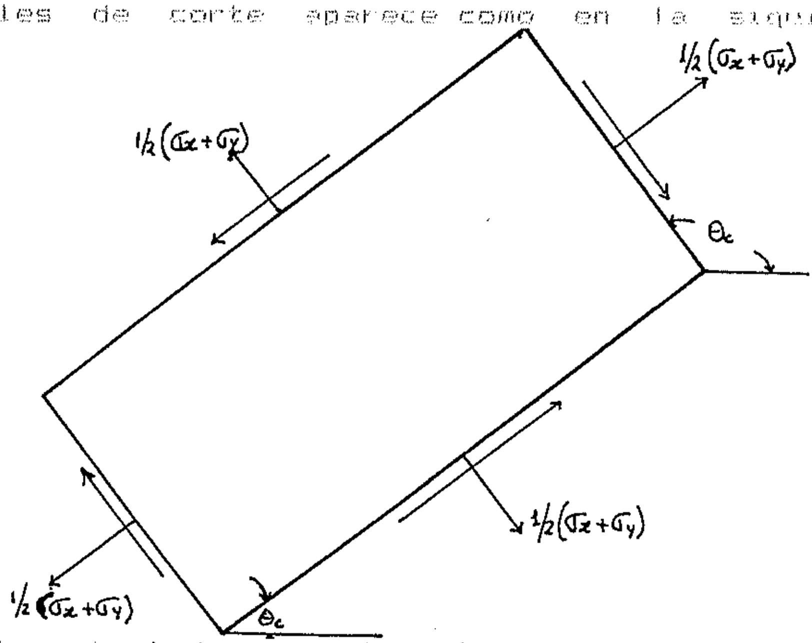
$$\tan 2\theta c = \frac{\frac{\sigma x - \sigma y}{2}}{\tau xy} \qquad (11)$$

Siempre hay dos valores de θc que satisfacen esa ecuación. El esfuerzo cortante correspondiente a la raiz cuadrada positiva de la fórmula (9) se produce en uno de los planos representados por θc, y las que corresponden a la raiz negativa, en el otro.

El esfuerzo normal en cada uno de los planos principales de corte está dado por:

$$\sigma'n = \frac{\sigma x + \sigma y}{2} \qquad (12)$$

Por lo tanto, un elemento orientado según los planos principales de corte aparece como en la siguiente figura:



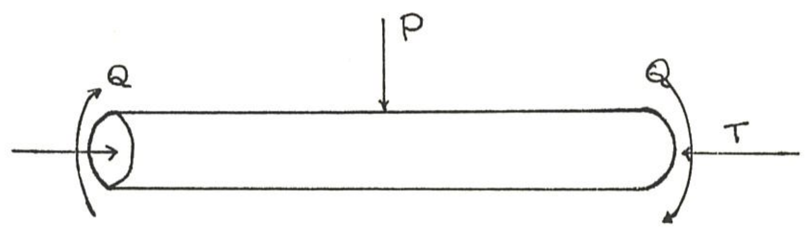
Elemento orientado segun los planos princ. de corte

Figura 2.4

Los planos principales normales y de corte están separados por un ángulo de 45°.

Combinación de cargas de Torsión , Flexión y Axial.

En este caso actúan esfuerzos combinados normales y de corte. El esfuerzo normal es el resultado de la superposición de los esfuerzos normales debido a cargas axiales y de flexión



Cargas axiales y de flexión

Figura 2.5

Las fórmulas que rigen a los esfuerzos actuantes son:

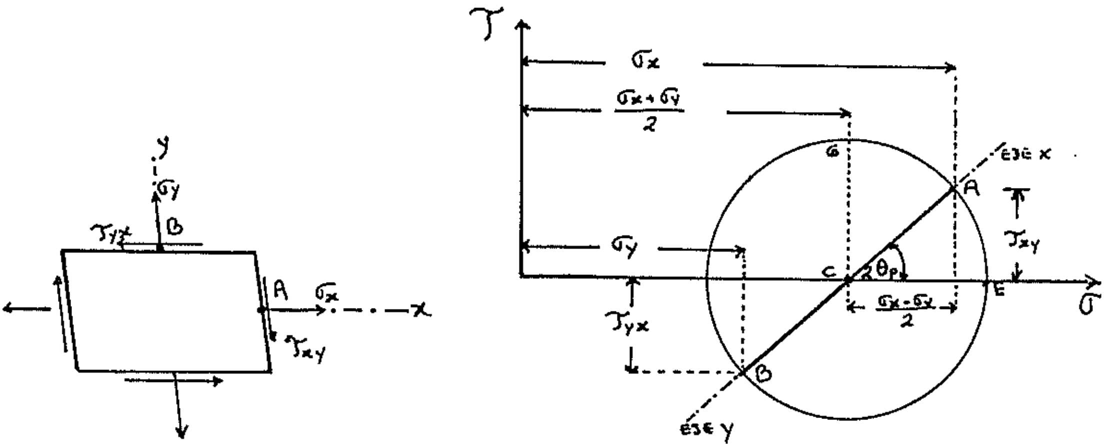
$$\sigma = -\sigma c \text{ compresión} \pm \sigma f \text{ tensión} \qquad (13)$$

$$\tau t = \frac{Q * D}{2 * J}$$

Circulo de Mohr.

El circulo de Mohr es una herramienta muy importante para interpretar gráficamente cualquier caso de combinación de esfuerzos bidimensionales.

Sea el siguiente estado plano de esfuerzos y el circulo de Mohr correspondiente.



Estado plano de esf. y circulo de Mohr

Figura 2.6

Donde el radio del circulo es:

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma x - \sigma y}{2}\right)^2 + (\tau xy)^2} \qquad (14)$$

cuyo centro dista del origen de abcisas

$$C = \frac{\sigma x + \sigma y}{2} \qquad (15)$$

Reglas para la aplicacion del circulo de Mohr a los esfuerzos combinados, [18].

1.- Sobre un sistema de coordenadas rectangulares de esfuerzos normales y de corte σ - τ, se sitúan los puntos de coordenadas (σx, τxy) y (σy, τyx). Estos puntos representan los esfuerzos normales y cortantes que actúan sobre las caras X y Y de un elemento. Se considera positiva a la tracción y negativa a la compresión ; el esfuerzo cortante es positivo si el momento respecto del centro del elemento es en el sentido de las manecillas del reloj.

2.- Para los diferentes planos que pasen por el punto en estudio, las componentes del esfuerzo normal y cortante, están representados por las coordenadas de un punto que se mueve a lo largo del circulo de Mohr (en su circunferencia). El ángulo entre los radios de dos puntos del Circulo de Mohr es el doble del ángulo entre las normales a los dos planos que representan estos dos puntos. El sentido de rotación del ángulo es el mismo en la circunferencia que en la realidad.

Esfuerzos principales sobre la periferia del eje propulsor.

Cabe anotar que para nuestro caso no existen esfuerzos normales en el sentido del eje de las y.

Por lo tanto:

$$\sigma_y = 0$$

A continuación se presentan los valores de los esfuerzos obtenidos anteriormente.

σf = 818,36 lb/pulg²

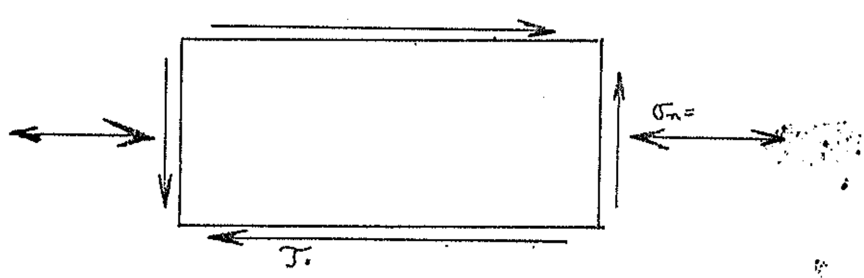
σc = 579,51 lb/pulg²

τt = 4263,10 lb/pulg²

44

Situándonos en el punto B, donde se produce el mayor esfuerzo debido a flexión: El esfuerzo debido a compresión no varía a lo largo del eje propulsor y el debido a torsión varía radialmente, siendo mayor en la periferia y nulo en el centro . En este punto habrá tracción en las fibras superiores del eje propulsor y compresion en las inferiores.

Puesto que tenemos una combinacion de cargas de torsión, de flexión y axial, el diagrama de estado plano de un elemento de las fibras superiores en el punto B del eje propulsor es:



fibra sup. del eje propulsor (pto. B)

Figura 2.7

Debido a que el esfuerzo normal axial, es el resultado de la diferencia entre el esfuerzo de compresion y el de flexion, solamente se realizará el analisis de combinacion de esfuerzos estáticos en la fibra inferior del punto B, donde se suman los esfuerzos axiales.

El esfuerzo axial será, según la fórmula (13).

$$\sigma x = -\sigma c - \sigma f$$

$$\sigma x = -579{,}51 - 818{,}36$$

$$\sigma x = -1397{,}87 \text{ lb/pulg}^2$$

Aplicando la formula (8)

$$(\sigma n)_{\substack{max\\min}} = \frac{-1.397{,}87}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-1.397{,}87}{2}\right)^2 + (4.263{,}1)^2}$$

$$= -698{,}94 \pm 4.320{,}01$$

$(\sigma n)max = 3.621{,}07$ lb/pulg² (traccion)

$(\sigma n)min = -5.018{,}95$ lb/pulg² (compresion)

Según la formula (9)

$$(\tau)max = \pm\sqrt{\left(\frac{-1.397{,}87}{2}\right)^2 + (4.263{,}1)^2}$$

$(\tau)max = 4.320{,}01$ lb/pulg²

$(\tau)min = -4.320{,}01$ lb/pulg²

Los planos principales normales están definidos por los siguientes ángulos:.

$$\tan 2\theta p = \frac{-\tau}{\frac{\sigma x}{2}}$$

$$= \frac{-4.263,1}{\frac{-1.397,87}{2}}$$

$$\tan 2\theta p = 6,1$$

$$2\theta p = \tan^{-1} (6,1)$$

$$2\theta p = 80,7^{\circ} \quad \text{(primer cuadrante)}$$

$$2\theta' p = 260,7^{\circ} \quad \text{(tercer cuadrante)}$$

Luego:

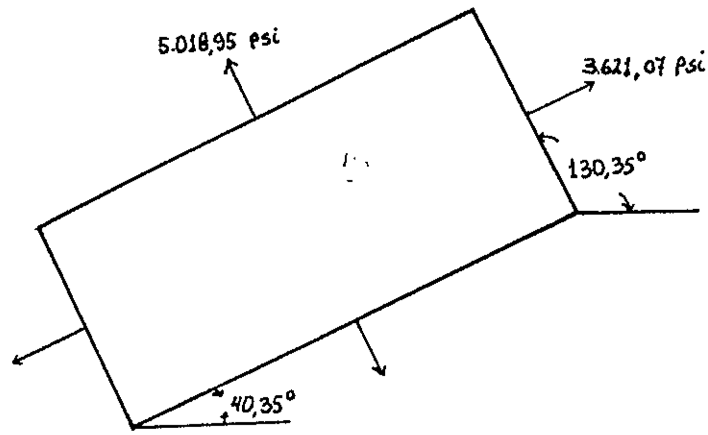
$$\theta p = 40,35^{\circ}$$

$$\theta p' = 130,35^{\circ}$$

El esfuerzo principal de compresion $\sigma m = 5.018,95$ lb/pulg²' actua en el plano cuya normal está a 130,35°

del eje de las x. Mientras que el esfuerzo principal de tracción σ_n = 3.621,07 lb/pulg² actúa en el plano cuya normal se encuentra a 40,35° del eje de las x.

Un elemento orientado según los planos principales normales anteriores aparece como en el gráfico siguiente:



Elemento resultante

Figura 2.8

Los planos principales de corte están definidos por los ángulos siguientes:

$$\tan 2\theta c = \frac{\dfrac{-\ 1.397,87}{2}}{4.263,10}$$

$2\theta c = 9,31°$ (segundo cuadrante)

$2\theta c' = 189,31°$ (tercer cuadrante)

Luego:

$\theta c = 4.65°$

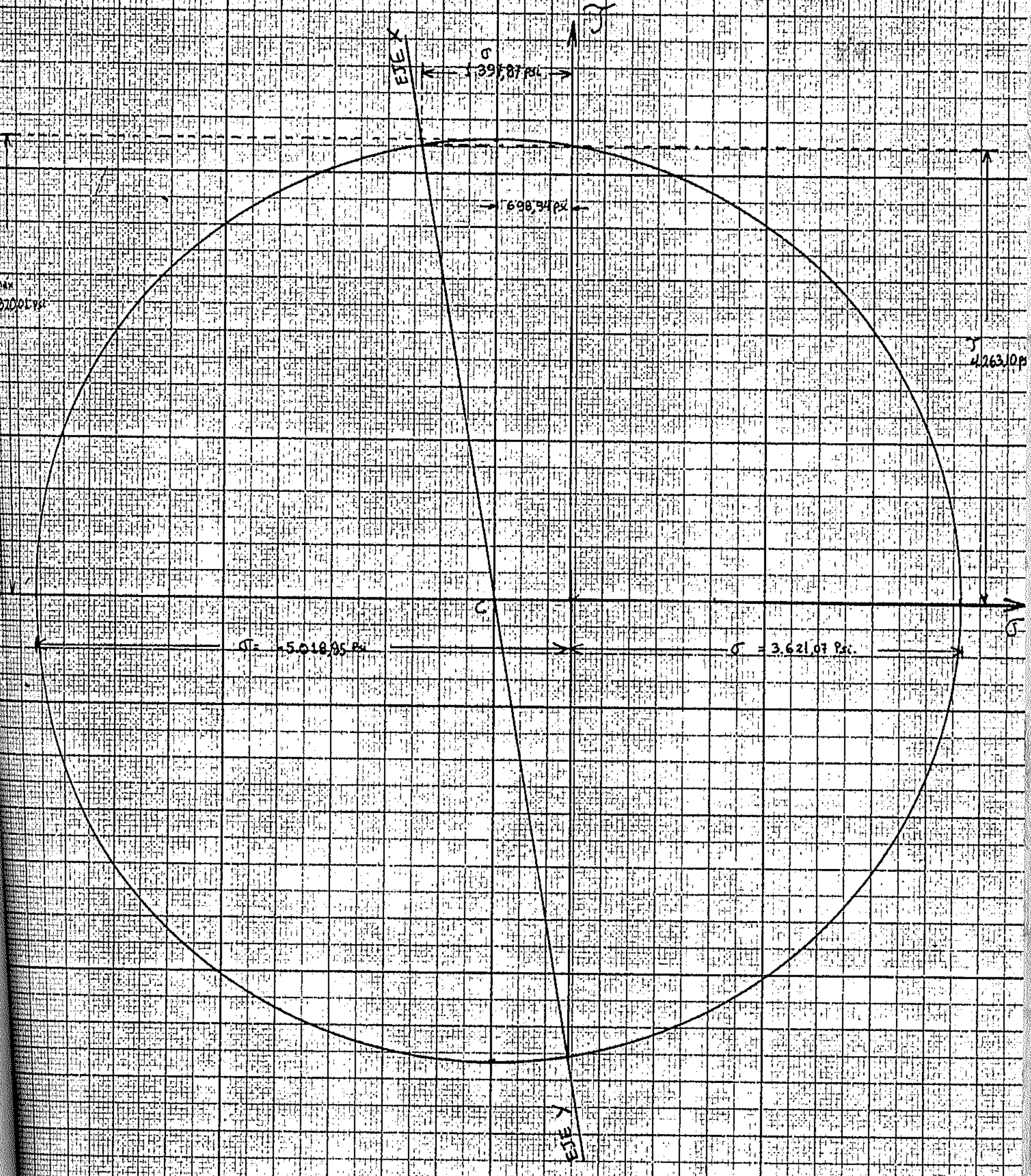
$\theta c' = 94,65°$

El esfuerzo principal de corte τ = 4.320,01 lb/pulg², dirigido en el sentido de las manecillas del reloj, actúa en el plano ubicado a 4,65° del eje de las x. Mientras que el esfuerzo τ = 4.320,01 lb/pulg², dirigido en el sentido contrario al de las manecillas del reloj, lo hace en el plano ubicado a 94,65° del eje de las X.

El esfuerzo normal será:

$$\sigma n' = \frac{\sigma x}{2}$$

$$\sigma n' = -698,94 \text{ lb/pulg}^2$$



Circulo de Mohr resultante

CAPITULO 3

ANALISIS VIBRATORIO DEL SISTEMA PROPULSOR

3.1.- ANALISIS DE VIBRACION TORSIONAL.-

En este subcapítulo calcularemos las frecuencias naturales del sistema y los correspondientes modos de vibración; posteriormente, los esfuerzos en vibración torsional resonante. Previamente debemos determinar un sistema equivalente al sistema propulsor de los remolcadores, calculando la Inercia, Rigidez torsional y Coeficientes de amortiguamiento en cada estación del motor, las inercias del volante, del reductor y de la helice, corregida por la inercia añadida del agua.

Sistema equivalente del motor.

Cálculo del Momento de Inercia (J) en cada estación.

Existen varias fórmulas empíricas, que varían de acuerdo al tipo de motor y a la marca; por lo que se ha estimado conveniente usar aquella que se adapte al tipo de motor usado en los remolcadores. Esta formula fue determinada por el autor de esta trabajo y es:.

$$J = \frac{(V + P) * \mu * T}{32,2} \qquad (lb\text{-}pie\text{-}sg^2) \quad (J)$$

Donde:

$V = Vo$
$P = 0,5 * Vo$
$Vo = SP * D^2$
SP = Carrera del embolo (piston)
D = Diámetro del cilindro 0,354 pies (4,25)pulg.
μ = Peso especifico medio entre el material del embolo, biela y cigueñal
= 470 lb/pie³ (0,272 lb/pulg³) fundicion gris
T = SP/0.05, para motores en linea con cruceta, patin y corredera
= SP/3,21, para motores en linea sin cruceta, patin ni corredera
= SP/2.5 Motores en "V"

Con los siguientes datos:

SP = 0.417 pies (5")

Dia = 0,354 pies (4,25")

μ = 470 lb/pie³ (0,272 lb/pulg³)

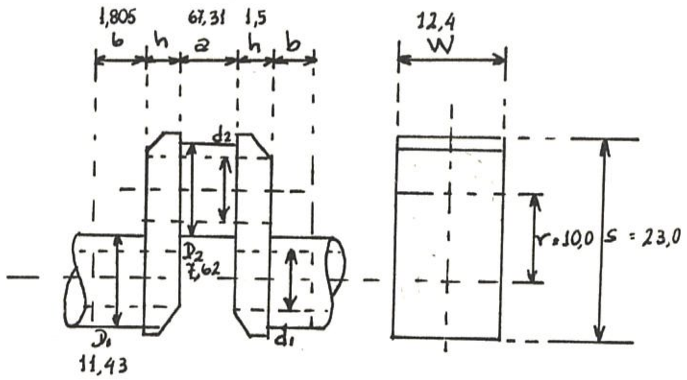
Tenemos:

J = 0,183 lb-pie-sg² (2,20 lb-pulg-sg²)

Cálculo de la rigidez torsional del cigueñal (K)

Se ha considerado como más apropiada para el cálculo de la rigidez torsional del cigueñal la fórmula número 3 [5], enunciada posteriormente, donde intervienen el módulo elástico angular del material, el diámetro del cigueñal y la longitud de una estación del cigueñal.

Para el efecto calcularemos, en primer lugar, la longitud efectiva de cada estación del cigueñal; para luego en base a esta, calcular la rigidez torsional.



Estación del cigueñal, dimensiones principales

Figura 3.1

de = diámetro del cigueñal = 230 mm (9.05")

$$le = (de)**4 \left[\frac{2b + 0,8h}{(D1)^4 - (d1)^4} + \frac{0,75a}{(D2)^4 - (d2)^4} + \frac{1,5r}{h * (W)^3} \right] \quad (2)$$

$$le = (de) \;\; * \;\; 6.8 \; E\text{-}03$$

Luego:

$$K = \frac{(de) \;\; * \; \pi \; * \; G}{32 \; * \; le} \qquad (3)$$

Donde:

G = Módulo elástico angular del material

= 0.845 E06 Kg/cm²

Entonces:

$$K = \frac{\pi \; * \; G}{32 \; * \; 6{,}8 \; * \; 10}$$

K = 1,22 E05 Kg-m/rad (1,06 E07 lb-pulg/rad)

Cálculo del coeficiente de amortiguamiento del embolo.-

Se debe al rozamiento que existe entre el embolo y la camisa del cilindro, [11].

$$Ci = \frac{c \; * \; Ap \; * \; r^2}{100} \qquad Kg\text{-}m\text{-}sg/rad \qquad (4)$$

Donde:

r = radio de manivela del embolo (cm)

$$= \frac{SF}{2}$$

Ap = area del embolo = π * $Dp^2/4$ (cm^2)
Dp = Diámetro del embolo (cm)
c = Constante que toma los siguientes valores para motores de velocidad media y lenta:
= 0.002 - 0.0045

Por lo tanto:

Ci = 0,13 Kg-m-sg/rad (11,26 lb-pulg-sg/rad)

Momento de Inercia del volante.

El volante del motor Detroit Diesel 12 V 71 es de hierro fundido de 55cm de diámetro. El papel del volante es absorber una cierta cantidad de energia durante el periodo en que el par motor es mayor que el par resistente y cede la misma cantidad en aquellos momentos que el par resistente predomine sobre el par motor.

A causa de la intermitencia de los impulsos realizados en los cilindros, la velocidad de un punto determinado en el volante no es constante; durante una revolución, la marcha se acelera y retarda diferentes veces según el número de cilindros, ciclo de trabajo, naturaleza de servicio, etc. y si medimos la velocidad con que el eje pasa por cada posición encomtraremos un valor máximo Vmax y un valor mínimo Vmin. El grado de regularidad δ es la relación entre la diferencia de estas velocidades y la velocidad promedio Vm de una vuelta.

$$\delta = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_m}$$

Para una máquina propulsora de buques el valor empleado con exito para δ es 1:30 [13]

La fórmula que aplicaremos para calcular el momento de inercia del volante es la siguiente [13]:

$$I_v = \frac{1,03 * P * D_v^2}{4 * g} \quad (Kg\text{-}m\text{-}sg^2) \qquad (5)$$

Donde:.

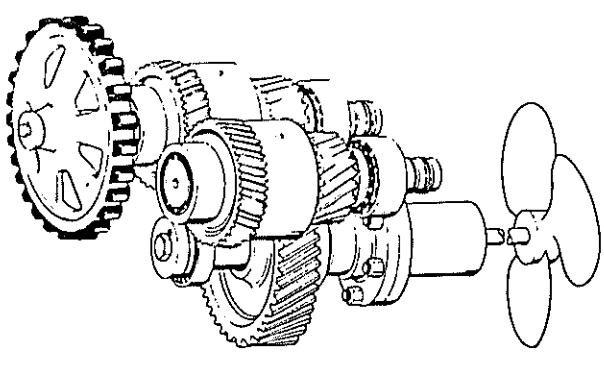
P = Peso del volante = 27 Kg
Dv = Diámetro del volante = 0,55 m
g = Aceleración de la gravedad = 9,81 m/sg²

I_v = 0,21 Kg-m-sg² (18,18 lb-pulg-sg²)

Calculo de la inercia de los engranajes del reductor.

El reductor en los remolcadores es un TWIN DISK 514 hidráulico, con una relacion de reduccion de 4,5 : 1. Podemos tambien decir que este reductor permite hacer girar la helice en cualquiera de los dos sentidos, permitiendo desplazar al remolcador hacia atrás y hacia adelante con la misma relacion de reducción.

El sistema de transmisión está compuesto por un solo paso que da marcha hacia adelante; para dar marcha atrás, se acciona otro piñón idntico al anterior y este excita a la misma rueda en el otro sentido.



Sistema de transmisión

Figura 3.2

Para calcular la inercia del engranaje nos basamos en la referencia [11]. Hacemos uso de los siguientes datos:

n = relación de reducción = 4,5

$D1 = PI * Do$

Donde:

Do = Diámetro del eje que conecta al volante = 10,1cm

PI = 1,15

D1 = Diámetro del piñón

Entonces:

$$D1 = 11,6 \text{ cm.}$$

Además:

$$D2 = n * D1$$

Donde:

D2 = Diámetro de la rueda = 52.2 cm.

La fórmula usada para calcular el momento polar de inercia del piñon es la siguiente (11) :

$$Jp = \frac{\pi * (D1)**4 * l * \mu}{32} \qquad (6)$$

Donde:

l = Longitud axial de los dientes, usamos una relación muy aceptable.
= 0,45 * D1 = 5,2 cm.
μ = Peso específico del material = 8.020 Kg/(m)**3

Por lo tanto:

$Jp = 7,56\ E-04\ Kg\text{-}m\text{-}sg^2 \quad (6,55\ E-02\ lb\text{-}pulg\text{-}sg^2)$

Para calcular el momento polar de inercia de la rueda aplicamos la siguiente fórmula, (11):

$$Jr = \frac{\pi * (D2)**4 \left[0,6(l) + 0,005(D2)\right] \mu}{32 * 9,81} \ (Kg\text{-}m\text{-}sg^2) \qquad (7)$$

$Jr = 0,2\ Kg\text{-}m\text{-}sg^2 \quad (17,32\ lb\text{-}pulg\text{-}sg^2)$

Tomando en cuenta el valor da la reducción:

$$J = Jp + \frac{Jr}{n^2}$$

La inercia de la reducción es:

$J = 0{,}01$ Kg-m-sg²   (0,87 lb-pulg-sg²)

Rigidez torsional del eje entre el volante y la reduccion.

Para el efecto utilizamos la siguiente formula:

$$Ke' = \frac{G * J}{l * 100} \quad \text{(Kg-m/rad)} \qquad (8)$$

Donde:

G = Módulo de elasticidad angular del material
= 8,45 E05 Kg/cm²
J = Momento polar de inercia del eje, d = 12 cm

$$J = \frac{\pi * (d)**4}{32}$$

J = 2.035,7 (cm)**4
l = longitud del eje = 28 cm

Entonces:

Ke' = 6,1 E05 Kg-m/rad   (52,82 E06 lb-pulg/rad)

Rigidez torsional del eje propulsor.

Para el efecto usamos la siguiente fórmula:.

$$Ke = \frac{G * Jp}{L * 100} \quad Kg\text{-}m/rad \qquad (9)$$

Donde:

G = Modulo de rigidez transversal para acero ABS grado 2
= 8,24 E05 Kg/cm²

Jp = Momento polar de inercia de la seccion

$$Jp = \frac{\pi * (d)**4}{32} = 1.046,1 \ (cm)**4$$

L = longitud del eje = 270 cm

Por lo tanto:

Kel = 3,2 E04 Kg-m-/rad (2,77 * 10^2 lb-pulg/rad)

Ahora tomando en cuenta la relación de reducción tendremos:

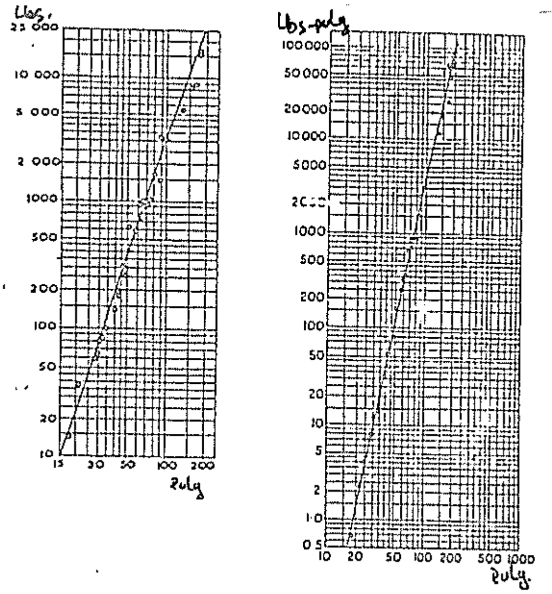
$$Ke = \frac{Kel}{n^2}$$

Ke = 1,6 E03 kg-m/rad (1,38 E06 lb-pulg/rad)

Momento polar de inercia de la hélice.

La inercia de la helice la obtenemos a partir del siguiente gráfico, el cual es una herramienta importante cuando nos hacen falta los datos necesarios, [16].

Asumimos que la curva de inercias en función del diámetro es buena para las helices en nuestro medio.



Inercia y peso de la helice en función del diámetro

Figura 3.3

Entramos a la figura con el valor del diámetro de la helice:

D = 1,372 m (54").

Obteniendo un momento de inercia igual a:

$$Jh = 160 \text{ lb-pulg-sg}^2$$

A este valor de la inercia obtenido se le adiciona la inercia añadida, la cual se calcula usando la linea de sustentación, donde está involucrada la masa añadida y el factor de correccion debido a la razon de aspecto finito que poseen las palas de la helice.

Para el efecto debemos conocer los siguientes datos:

P/D = razón paso-diámetro = 0,778

Ae/Ao = razón de area expandida de la helice = 0,55

Ra = razón de aspecto de las palas de la helice

Z = número de palas = 4

$$Ra = \frac{0{,}22087 * Z}{Ae/Ao}$$

$$Ra = \frac{0{,}22087 * 4}{0{,}55} = 1{,}606$$

$M44^5$ = Masa añadida de la helice

LSC(M44') = Factor o coeficiente de corrección para la masa añadida.

δ = densidad del agua = 1.025 Kg/(m)**3

Ja = Inercia añadida obtenida a partir de la siguiente fórmula:[10].

$$Ja = \delta * (D)**5 * M44' * LSC(M44') \qquad (10)$$

Posteriormente

$$M44' = 0.30315\ E{-}02 - 0{,}80782\ E{-}02\ (Ae/Ao) -$$

$$- 0{,}40731\ E{-}02\ (P/D) + 0{,}34170\ E{-}02\ (Ae/Ao)^2 +$$

$$+ 0{,}43437\ E{-}03\ (P/D)^2 + 0{,}99715\ E{-}02\ (Ae/Ao)(P/D)$$

$$M44' = 9{,}83\ E{-}04$$

Luego:

$$LSC(M44') = 0{,}61046 + 0{,}34674(P/D) + 0{,}60294(1/Ra) -$$

$$0{,}56159(1/Ra^2) - 0{,}80696(P/D)/Ra + 0{,}45806(P/D)/Ra^2$$

$$LSC(M44') = 0{,}785$$

Por lo tanto:

$$Ja = \delta * (D)**5 * (9{,}83\ E{-}04\ )(0{,}785)$$

$$Ja = 1.025\ (1{,}372**5)\ (9{,}83 * 10\ )\ (0{,}785)$$

$$Ja = 0{,}392\ Kg\text{-}m\text{-}sg^2 \qquad (33{,}94\ lb\text{-}pulg\text{-}sg^2)$$

Entonces, la inercia total de la helice será:.

$$J' = J + Ja$$

$J' = 193{,}94$ lb-pulg-sg²

Tomando en cuenta la relación de reducción tenemos:.

$$J = \frac{J'}{n^2}$$

$J = 9{,}52$ lb-pulg-sg²

Coeficiente de amortiguamiento de la helice.

Dicho coeficiente viene dado por la siguente formula, [10]:

Ch = ρ * N * (D**3) * C44' * LSC(C44')   (11)

Donde:

N = Velocidad de rotación de la helice = 400 RPM(306,7)

C44' = Coeficiente de amortiguamiento presentado como ecuaciones de regresión en función de Ae/Ao y P/D.

LSC(C44') = Factor de corrección para considerar efectos tridimensionales en el cálculo de C44'.

Posteriormente.

C44' = -0,35124 E-01 + 0,81977 E-01 (Ae/Ao) +
0.32644 E-01 (P/D) - 0,4186 E-01 (Ae/Ao)² +
+0,60813 E-02 (P/D)² - 0,3117 E-01 (Ae/Ao)(P/D)

C44' = 1,3 E-02

Luego:

LSC(C44) = 0,82761 - 0,41165/(Ra)² + 1,2196(P/D)/Ra +
+6,399/(Ra) E03 - 13,803(P/D)/(Ra) E03 - 6,909/(Ra) E04
+ 15,594(P/D)/(Ra) E04

LSC(C44) = 0.996

Entonces:

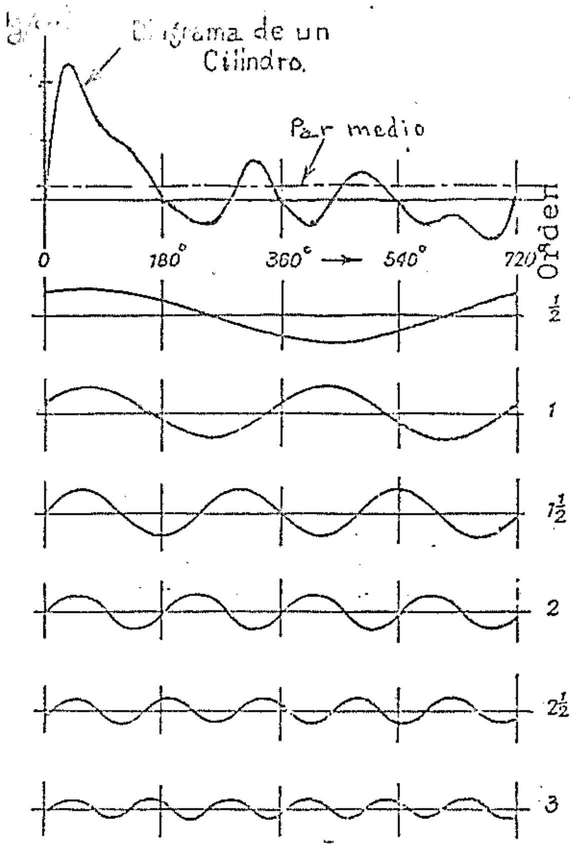
Ch = δ * N * (D)**5 * C44' * LSC(C44)

Ch = 2,16 Kg-m-sg

Análisis de vibración torsional.

En una instalación compuesta por un motor de combustión interna acoplado a cualquier elemento (linea de ejes, generador, etc.) existe un sistema elástico, formado por el cigueñal, y partes rotativas y alternativas relacionadas con el mismo, así como por los elementos accionados. El hecho de que el torque generado en cada cilindro del motor es variable en el tiempo y periódico, constituye una de las desventajas inherentes de este tipo de máquina comparado con las turbinas donde la curva de torque es aparentemente constante.

El torque de cada cilindro está compuesto por la suma de dos componentes: el torque producido por la inercia de sus partes alternativas, más el torque producido por los gases. La curva del torque total, puede descomponerse en armónicos; aunque generalmente los autores descomponen en armónicos el torque producido por los gases(Fig) para luego añadir el producido por la inercia.



Armonicos del torque producido por los gases

Figura 3.4

En la figura se ha descompuesto en armonicos (3) la curva de torque producido por los gases para un motor de cuatro (4) tiempos donde n es el numero de orden o número de armónico.

n = 1/2 cuando la presion del gas completa un ciclo en dos revoluciones del ciqueñal.

n = 1 cuando en dos revoluciones del ciqueñal se producen dos ciclos de presión del gas.

Debido a que nuestro motor es de dos tiempos, se tomará en cuenta solamente una revolucion del ciqueñal ; por lo tanto, existirán armónicos enteros y no valores medios de k.

o sea:

$n = 1, 2, 3, 4, \ldots\ldots\ldots\ldots$ motores de 2 tiempos

$n = 1/2, 1, 1\ 1/2, 2, \ldots\ldots$ motores de 4 tiempos

Según Fourier, cada armonico tendra dos componentes an y bn, los cuales se obtienen dividiendo cada armónico (sus periodos) en 2h partes iguales y levantando ordenadas: A1, A2, A3,.........,A2h

Los valores de los componentes an y bn vienen dados por las siguientes expresiones:

$$an = \frac{1}{h}\left[A1*sen(n)\left(\frac{\pi}{h} - \frac{\pi}{2h}\right) + A2*sen(n)\left(\frac{2\pi}{h} - \frac{\pi}{2h}\right) + \ldots \right.$$

$$\left. \ldots + A2h*sen(n)\left(\frac{2h\pi}{h} - \frac{\pi}{2h}\right)\right]$$

$$bn = \frac{1}{h}\left[A1*\cos(n)\left(\frac{\pi}{h} - \frac{\pi}{2h}\right) + A2*\cos(n)\left(\frac{2\pi}{h} - \frac{\pi}{2h}\right) + \ldots\right.$$

$$\left. \ldots + A2h*\cos(n)\left(\frac{2h\pi}{h} - \frac{\pi}{2h}\right)\right]$$

Como dijimos anteriormente este análisis es producto de los armónicos de la curva de torque debido a los gases, sin tomar en cuenta los armónicos de la curva de torque producido por la inercia. Para obtener estos últimos no es preciso hacerlo gráficamente, ya que analíticamente produce buenos resultados.

Por lo tanto el momento(torque) del armónico de orden n será, teniendo en cuenta la presión de los gases y la inercia, el siguiente:.

$$Qn = \frac{\pi*D^2}{4}\, r \sqrt{\left(an + Ain\right)^2 + \left(bn\right)^2} \qquad (12)$$

donde:

an = componente seno del armónico de los gases

bn = componente coseno del armónico de los gases

Ain = componente del esfuerzo tangencial de inercia, cuyo valor es:.

$$Ain = ain \frac{Pc}{g} w^2 * r \qquad (13)$$

Pc = peso de las partes de movimiento alternativo de cada cilindro en Kg/cm^2 de area de embolo.

g = aceleracion de la gravedad (cm/sg^2)

r = radio de la manivela del cigueñal (SP/2) (cm)

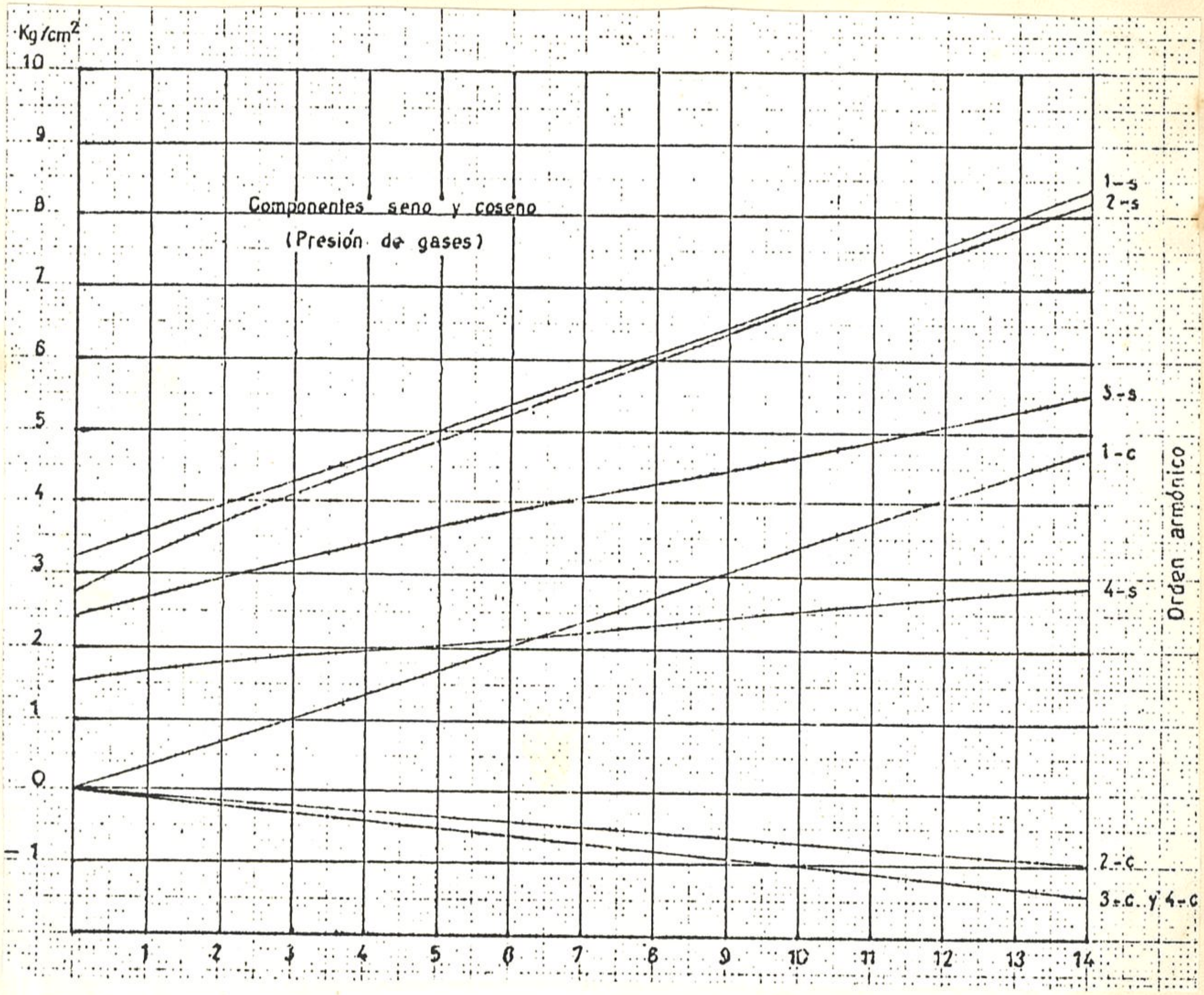
w = velocidad angular del cigueñal (rad/sg)

D = diámetro del embolo

Los valores de an, bn y ain pueden ser obtenidos de curvas aplicables a un motor en particular, o bien de otros que representan valores medios y aplicables en general, en ausencia de aquellos.

Cuando se trata de las primeras, el gráfico puede dar directamente el valor del componente armónico del torque, corregido por la componente inercial del torque (debido a las partes recíprocas).

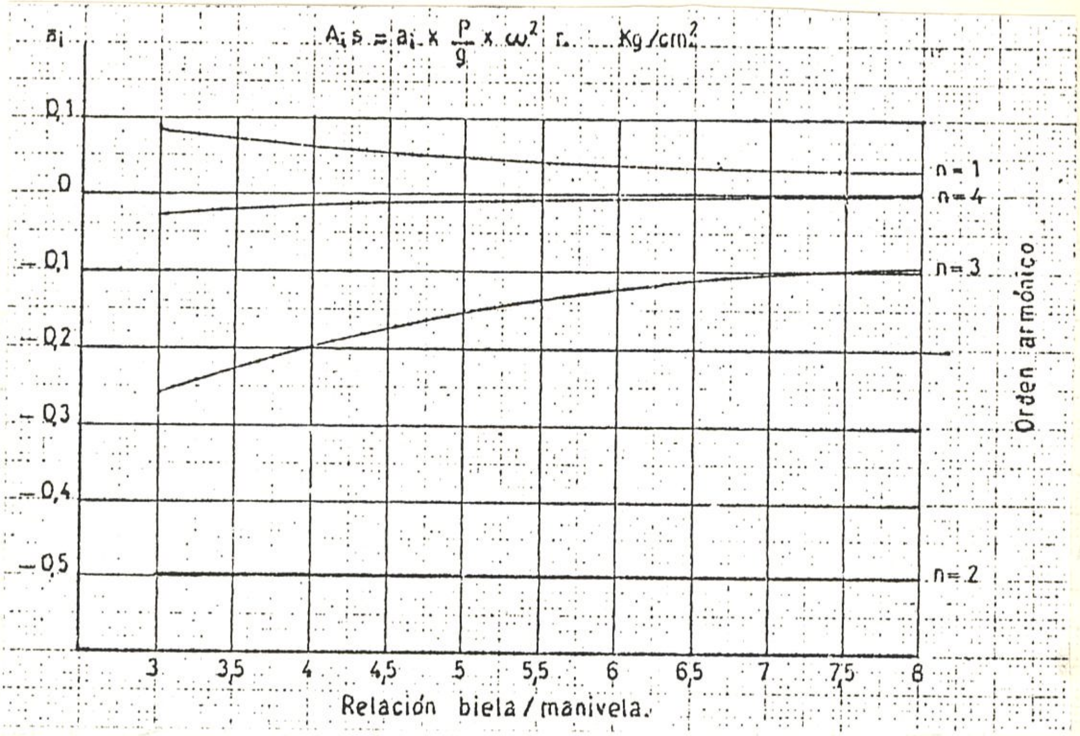
$$Xn = \sqrt{(an + Ain)^2 + (bn)^2} \qquad (14)$$



Componentes seno y coseno (presión de gases)

Figura 3.5

En la figura 3.5 podemos obtener los valores de an y bn hasta el tercer armónico.



ain en función de relación biela/manivela

Figura 3.6

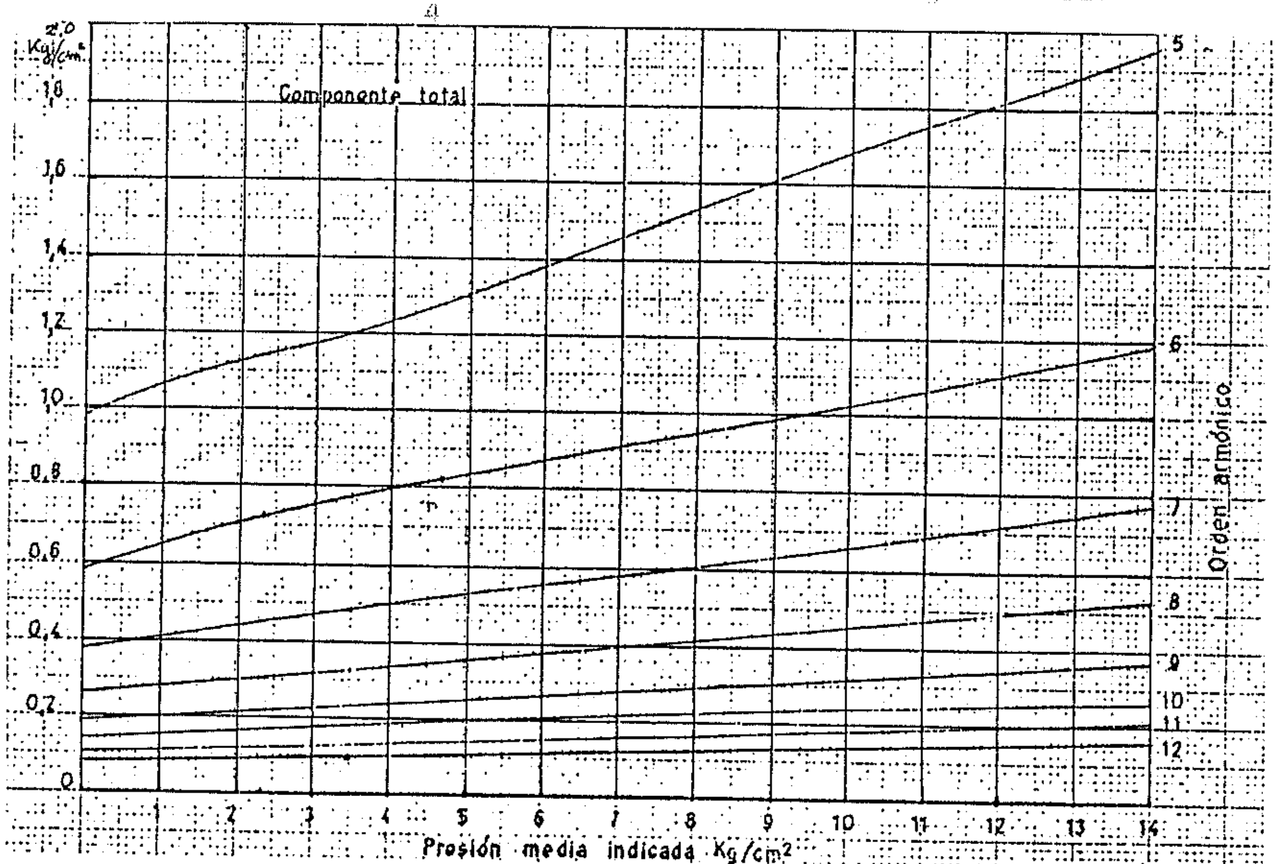
A partir de la figura 3.6 se puede obtener el valor de ain y obtener asi la componente del esfuerzo tangencial de inercia.

Como puede obsevarse en este último gráfico, los valores para el armónico 4 son ya muy pequeños, por lo que pueden ser despreciados los de este armónico y superiores.

Por tanto, en el caso de ordenes medios y superiores a

3 el momento del armónico será:

$$Qn = \frac{\pi * D^2}{4} \quad r \quad an^2 + bn^2 \quad \text{Kg-cm} \quad (15)$$



Fn en funcion de PMI

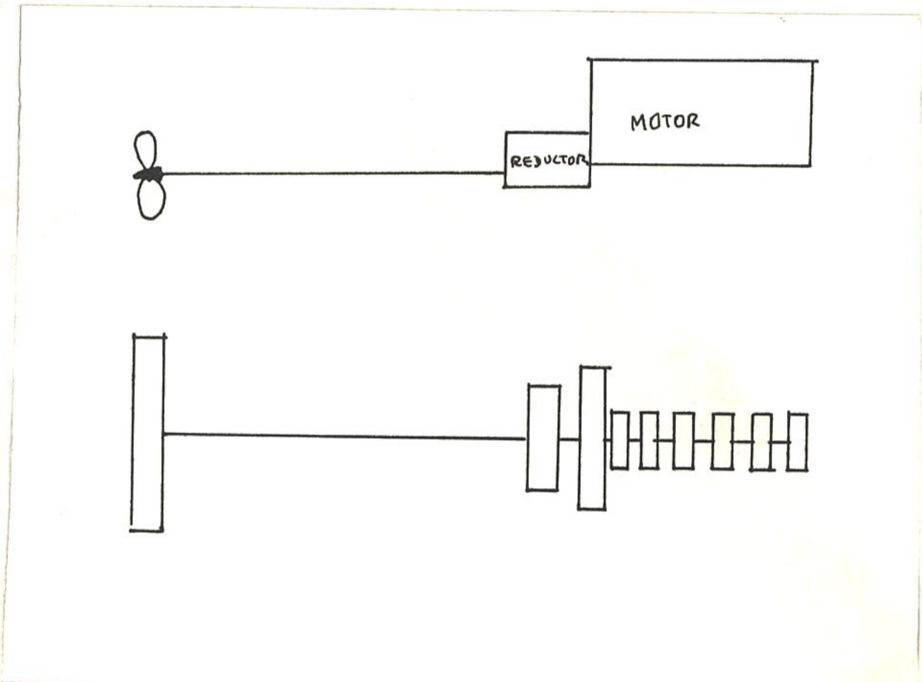
Figura 3.7

En la figura superior se puede obtener el valor de fn para armónicos mayores que 4

$$Fn = \sqrt{an^2 + bn^2}$$

Cálculo de la frecuencia natural y modos de vibración.

De acuerdo a los resultados producidos por el programa de computación HOLZER, desarrollado para efectos de esta tesis, y cuyo listado se presenta en el Apendice de este trabajo, tenemos la siguiente tabla de frecuencias naturales y modos de vibración torsional para el sistema propulsor:



Modelo empleado

figura 3.8

w1 = 136,71 rad/sg = 21,8 cps

w2 = 660,27 rad/sg = 105,09 cps

w3 = 1.608,97 rad/sg = 256,08 cps

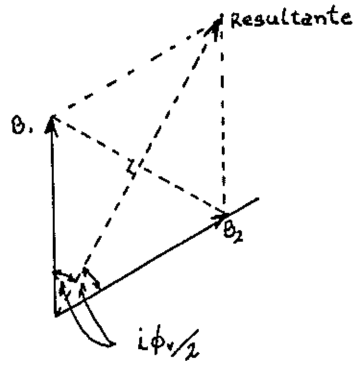
w4 = 2.523,78 rad/sg = 401,67 cps

El análisis que hemos hecho anteriormente se adapta fácilmente a un motor con sus cilindros en linea, pero para uno en V, como lo es el que nos incumbe con dos bancos que estan separados entre si por un ángulo §v, el análisis es otro. Todos los bancos operan en el mismo ciqueñal y cada uno tiene el mismo orden de encendido que el otro

Cualquier cilindro, por decir el Nº 1 , produce la explosión cuando el muñón del ciqueñal se encuentra en el centro del punto muerto superior. Luego el muñón gira un ángulo §v, para encontrarse en el centro del punto muerto superior del cilindro 1 del otro banco, el cual produce la explosión. El tiempo transcurrido entre las explosiones de dos cilindros con la misma numeración (del mismo banco) es §v/2*π veces el tiempo transcurrido de una revolución del muñón. Para i orden de armónico (n = 1/2, 1, 1 1/2, etc.) hay i ciclos de vibración para una revolución o sea: i*§v/2*π

Factor V

El factor V es el vector suma de dos vectores de longitud unitaria una unidad es el trabajo total suministrado por un banco en el esimo orden con un ángulo iφv entre ellos.



Factor V, vector resultante

Figura 3.9

$$\text{Factor } V = 2\left|\cos\frac{i\phi v}{2}\right| \qquad (16)$$

Por lo tanto da lo mismo si analizamos un solo banco del motor y aplicamos luego el factor V para determinar el comportamiento del motor en general.

Diagrama de fase o de estrella.

Para el efecto debemos de determinar lo siguiente según el catálogo del motor.

Orden de encendido = 1-5-3-4-2-6 giro a la derecha

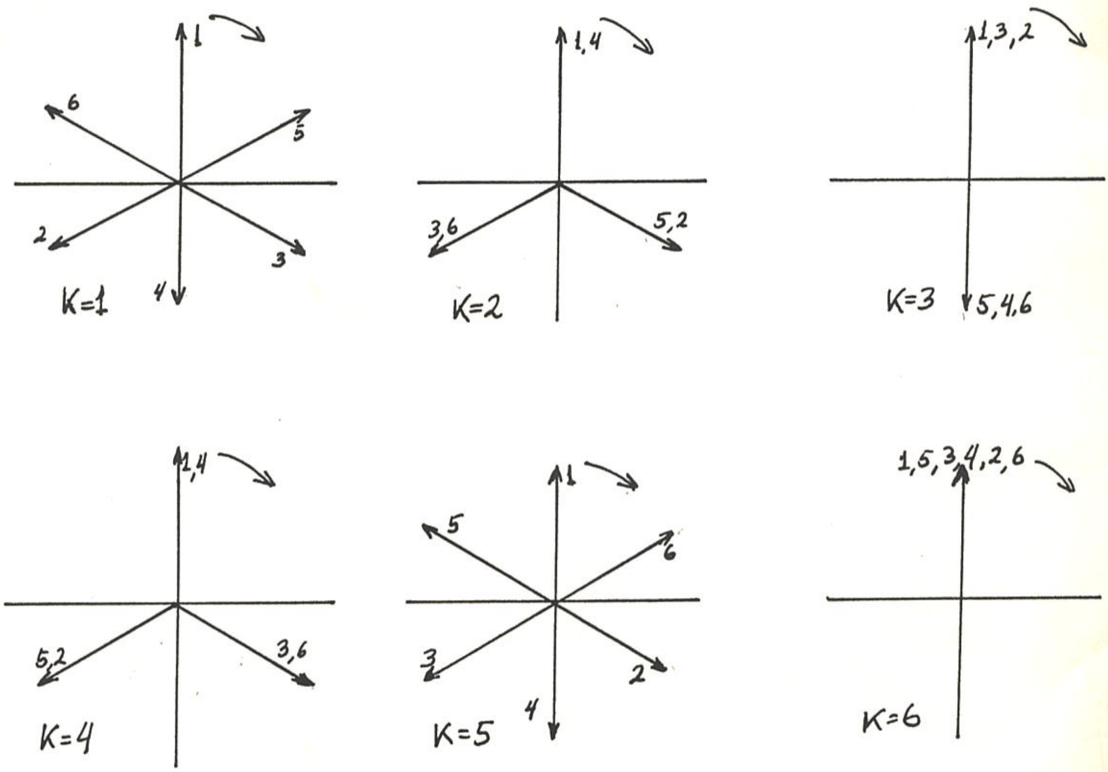


Diagrama de fase o estrella

Figura 3.10

Ahora se determinará la velocidad angular en rpm del motor para cada número de orden (armónico) k, que estará en resonancia con cada fracuencia natural.

Para el efecto se considera un rango de velocidad del motor entre 50 °/o - 110 °/o de rpm; o sea, 900 rpm - 1980 rpm

Usamos la siguiente fórmula [11].

$$Wn = \frac{Nr * K}{60} \quad cpm \qquad (17)$$

$$Nr = \frac{Wn * 60}{K} \quad RPM$$

Obtenemos los siguientes resultados:

ω_{exit} Rad/sg \ K	1	2	3	4	5	6	7
136,71	1.305,5	—	—	—	—	—	—
660,27	—	—	—	1.576,3	1.261,4	1.050,9	901

ω_{exit} Rad/sg \ K	8	9	10	11	12	13	14
1.608,97	1.920,6	1.707,2	1.536,48	1.396,8	1.280,4	1.181,9	1.097,5
2.523,78	—	—	—	—	—	1.853,8	1.721,4

Condiciones resonantes para cada frec. natural

Figura 3.11

De estas condiciones escogemos las siguientes:

I 1 II 6 y III 12

Presión media indicada.

Tendremos tres PMI de acuerdo a las tres condiciones resonantes que hemos escogido anteriormente.

Usamos la fórmula a continuación presentada [10]

$$PMI = PMIc \quad Nr/Nc^{\,2} \qquad (18)$$

donde:

Nr = velocidad de rotación del motor en condición resonante

Nc = velocidad de rotación del motor en condición continua

PMIc = presión media indicada en condiciones continuas, que es igual a:

$$PMIc = \frac{33.000 * BHP}{n \; A*SP*Nc*K*Nm} \quad lb/pulg^2$$

donde:

BHP = Potencia al freno = 359
A = Area del embolo (pulg²) = 14,19
SP = Carrera del embolo (pies) = 0,417
K = Factor que toma los siguientes valores:
1 = motores de dos tiempos
1/2 = motores de cuatro tiempos
Nm = eficiencia mecánica del motor ≈ 0,95
n = número de cilindros = 12
Nc = 1800 RPM

Entonces:

PMIc = 97,57 lb/pulg²

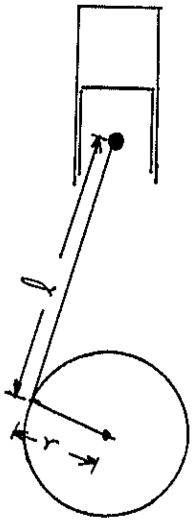
Siendo asi, los valores de presión media indicada para las condiciones resonantes serán:

I 1	PMI = 3,64 Kg/cm² (51,66 lb/pulg²)
II 2	PMI = 2,34 Kg/cm² (33,21 lb/pulg²)
III 12	PMI = 3,44 Kg/cm² (48,82 lb/pulg²)

Ahora utilizaremos las tablas de las figuras 3.5, 3.6, 3.7 [14] para determinar el torque producido en cada armónico correspondiente.

Para el efecto usaremos los siguientes datos:

z = relación biela/radio de manivela, según gráfico inferior



$$z = \frac{l}{r}$$

Relación biela - manivela

Figura 3.12

z = 11,41 pulg/3,93pulg = 3

peso del embolo = 5,28 lbs

peso de la parte reciproca de la biela = 2,25 lbs.

ARMONICO	ω_v	a_n (Kg/cm²)	b_n (Kg/cm²)	a_{in}	A_{in} (Kg/cm²)	X_n $\sqrt{(a_n+A_{in})^2+b_n^2}$ (Kg/cm²)	$\sqrt{a_n^2+b_n^2}\cdot T_m$ (Kg/cm²)	$Q_n = \pi \frac{Dis^2}{4} r$
1	I	4,54	1,25	0,085	0,73	5,41	—	3.144,17
6	II	—	—	—	—	—	0,71	412,64
12	III	—	—	—	—	—	0,1	58,12

Resultados obtenidos

Figura 3.13

Cálculo del factor V para cada armónico.

FV para el primer armónico

$$FV = 2 * \cos \frac{i * \theta v}{2}$$

$$FV = 1,732$$

Para el sexto armónico

$$FV = 2$$

Para el decimo segundo armónico

$$FV = 2$$

Entonces estamos listos para construir el diagrama vectorial con las amplitudes en cada modo de vibración, para obtener luego la suma vectorial en cada armónico de cualquier modo de vibración.

Analicemos el primer modo de vibración donde wn = 1.305,5 RPM , k = 1

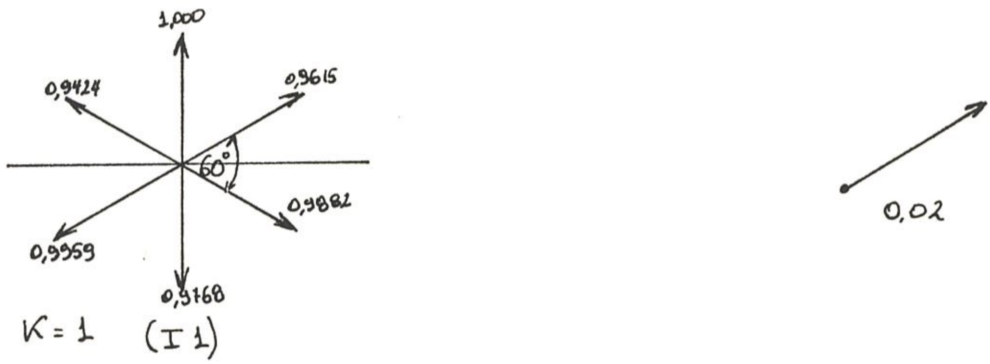


Diagrama de estrella para I 1

Figura 3.14

$\Sigma = 0.02$

Para el segundo modo de vibración wn = 6.305,1 RPM, K=6

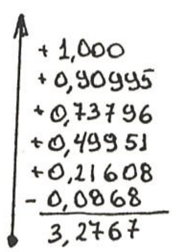


Diagrama de estrella para II 6

Figura 3.15

$\Sigma = 3,2767$

84

Para el tercer modo de vibración en =15.364,5 RPM, K=12

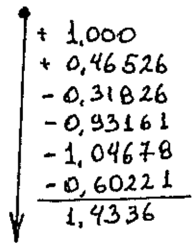


Diagrama de estrella para III 12

Figura 3.16

$\Sigma = 1,4336$

Amplitud de Vibracion.

Este análisis es consecuencia del Metodo de Balanceamiento de Energia, es decir, igualar la energia introducida por ciclo (por el motor) a la energia disipada (en el mismo motor y en el propulsor), producto de amortiguamiento.

Para cada velocidad critica del motor, Nr considerada, la amplitud de vibración torsional (θ_1) en el cilindro Nº 1 del motor está dado por.

$$\theta_1 = \pm M * \theta_o \quad \text{radián}$$

donde:

M = Magnificador dinámico para todo el sistema, dado a continuación.

$$\theta_o = \frac{Q_1 * \overrightarrow{\Sigma\beta} * FV}{wn^2 * \Sigma(J*\beta^2)} \quad \text{radian}$$

Q_1 = Torque del armónico correspondiente por cilindro (Kg-cm).
$\Sigma\beta$ = Sumatoria del vector fase
wn = Velocidad angular natural del modo de vibración correspondiente (rad/sg)
$\Sigma(J*\beta^2)$= Sumatoria de terminos obtenidos de la tabla de frecuencia natural para todo el sistema (Kg-cm-sg²)

Magnificadores dinámicos.

El metodo descrito para calcular las magnitudes de vibración a velocidades criticas, involucra el uso de un magnificador dinámico aplicado al sistema como un todo, pero las fuentes mas importantes de amortiguamiento son determinadas individualmente. Estos magnificadores dinámicos parciales son combinados para darnos asi, un magnificador total para el sistema completo, es decir, M y lo obtenemos a partir de la siguiente fórmula empírica.

$$* \; M = \left[(1/Me)^2 + (1/Mp)^2 + (1/Md)^2 + \ldots\ldots \right]^{-1/2}$$

Donde:

Me = Magnificador dinámico asociado con los efectos de amortiguamiento que aparecen dentro del motor, es expresado como una función de θo.

$$Me = 3{,}8 * \theta o^{-1/4}$$

Mp = El amortiguamiento de la helice está tomado en cuenta por Mp que es el magnificador dinámico de la helice.

$$Mp = \frac{\Sigma(J*\beta^2) * Nc^3 * K}{680.000 * a * H * \beta p^2}$$

donde:

$\Sigma(J*\beta^2)$ = Sumatorio de terminos para todo el sistema ($Kg-cm^2-sg^2$)

Nc = Velocidad máxima continua del motor, en RPM
K = N° del armónico (N° de orden)

H = potencia al eje (SHP) en la condición de Nc
βp = Amplitud modal relativa de la helice en radianes
a = coeficiente tomado como 30

Md = Magnificador dinámico asociado al amortiguador del sistema (en nuestro caso no lo tomamos en cuenta, por carecer del mismo).

Entonces:

Para la primera frecuencia natural (modo Nº 1) y K = 1

I 1 $$Mp1 = \frac{144,47 * (1.800)^3 * 1}{680.000 * 30 * 340 * 10,13}$$

$$Mp1 = 12,00$$

Para la segunda frecuencia natural (modo Nº 2) y K = 6

II 6 $$Mp2 = \frac{9,96 * (1.800)^3 * 6}{680.000 * 30 * 340 * 1,76\ E{-}04}$$

$$Mp2 = 28,55\ E04$$

Para la tercera frecuencia natural (modo Nº 3), K = 12

II 12 $$Mp3 = \frac{9,79 * (1.800)^3 * 12}{680.000 * 30 * 340 * 1,00\ E{-}06}$$

Mp3 = 98,78 E06

Ahora calculamos Me.

Me = 3,8 * θo

Para al primera condicion

θo1 = 4,03 E-05

Me1 = 47,70

Para la segunda condición.

θo2 = 6,23 E-04

Me2 = 24,05

Para la tercera condición.

θo3 = 6,58 E-06

Me3 = 75,03

Con los valores determinados anteriormente hacemos la siguiente tabla.

wn	armónico (K)	θo (rad)	M	θ1 ±M*θo (rad)
	1	4,03 E-05	11,64	±4,69 E-04
	6	6,23 E-04	24,05	±1.5 E-02
	12	6,58 E-06	75,03	±4,94 E-04

Estos valores de θ1 son multiplicados por los factores de esfuerzo localizados en la columna 7 de la tabla de frecuencias naturales que le corresponda (apendice).

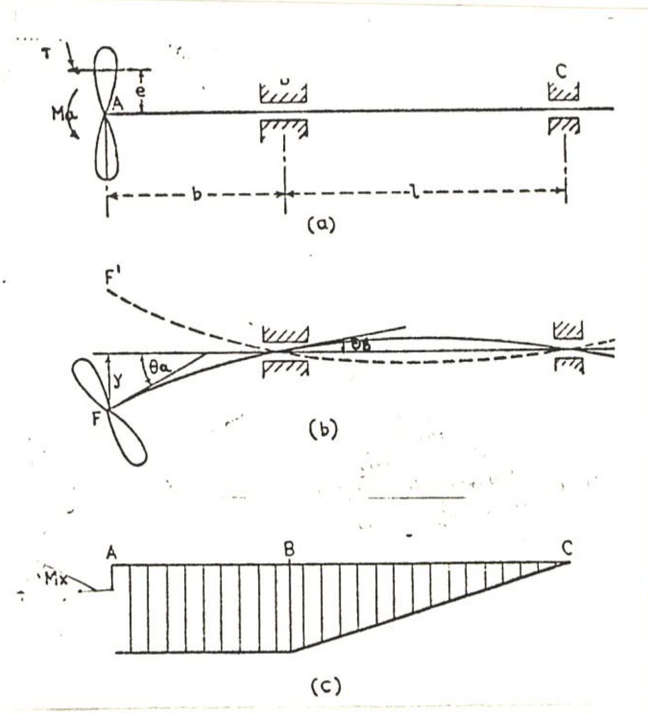
De esta forma obtenemos los siguientes valores de esfuerzos vibratorios.

	I1	II 6	III 12
Nr =	1.305,5rpm	1.050,9 rpm	1.280,4 rpm
Nn =	1.305,5rpm	6.305,1 rpm	15.364,5 rpm
	lb/pulg²	lb/pulg²	lb/pulg²
1	1,14	798,39	118,16
2	2,27	1.524,40	231,36
3	3,41	2.112,01	182,25
4	4,54	2.554,85	33,64
5	5,54	2.767,76	133,28
6	6,67	2.618,72	224,40
7	15,33	76,22	10,08
8	100,63	289,55	3,12
9			

91

3.2.- ANALISIS DE VIBRACION LATERAL.-

Para aproximar la frecuencia fundamental de vibración lateral del sistema propulsor, utilizaremos la fórmula de Panagopulos modificada, referencia [15]; para ello consideramos nuestro eje propulsor con la helice en el punto A, y además simplemente soportado en B y C (cojinetes del túnel a popa y proa respectivamente) y tomemos la coordenada X en la dirección axial, con la deflexión vertical Y hacia abajo.



Sistema propulsor equivalente con su momento flector

Figura 3.17

Cuando el momento flector Me actúa en el extremo del eje propulsor, a popa, como lo muestra la misma figura, la curva de deflexión entre A y B y entre B y C debería ser como sigue, si la rigidez flexural del eje es representado por EI.

Entre A y B

$$y = \frac{Me}{EI}\left[\frac{l}{2}(x-b)^2 - \frac{l}{3}(x-b)\right] \qquad (19)$$
$$(0 \le x \le b)$$

Entre B y C

$$y = \frac{Me}{EI}\left[\frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6*l} - \frac{l*x}{3}\right] \qquad (20)$$
$$(0 \le x \le l)$$

Donde b y l son las longitudes de A a B y de B a C respectivamente.

Si la deflexion en A es representada por ya y la deflexion angular en A y B por θa y θb como muestra la figura 1, tenemos:

$$Ya = \frac{Me}{EI} * b\left(\frac{b}{2} + \frac{l}{3}\right)$$

$$\theta a = \frac{Me}{EI}\left(b + \frac{l}{3}\right)$$

$$\theta b = \frac{Me}{EI} * \frac{l}{3}$$

Panagopolus asume que el eje debe mantener la misma forma de deflexión dada por las ecuaciones 19 y 20, aun durante la vibración.

Asi, Ya y θa son expresadas como sigue:

$$Ya = \frac{3 * b}{l} \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right) \theta b$$

$$\theta a = \frac{3}{l} \left(b + \frac{l}{3} \right) \theta b$$

siendo θb la variable independiente.

Si la energia cintica de la helice y eje como un todo es denominada por T, la energia potencial del eje por U, al trabajo debido al momento de la fuerza externa por W y la variable dependiente por θb; asumiendo que el eje mantiene la deformacion dada por las ecuaciones 19 y 20 aun durante la vibración, T, U, y W serán como sigue:

$$2T = Jd*\ddot{\theta}a^2 + m*\dot{v}a^2 + \int \mu*\dot{y}^2*dx + \int \mu*\dot{y}^2*dx$$

$$= \frac{9}{l^2} \left\{ Id \left(b + \frac{l}{3} \right)^2 + mb^2 \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right)^2 + \mu \left(\frac{b^2}{20} + \frac{lb^4}{12} + \frac{l^2 b^3}{27} + \frac{2l^5}{945} \right) (2l) \right\} \dot{\theta}b^2$$

$$2U = \int EI\,(v'')^2 * dx + \int EI\,(v'')^2 * dx$$

$$= \frac{9}{1^2}\left(b + \frac{1}{3}\right)\theta b^2 \qquad (22)$$

" indica la segunda derivada con respecto a X.

$W = \theta a * M * \text{senwt}$

$$= \frac{3}{1}\left(b + \frac{1}{3}\right)\theta b * M * \text{senwt} \qquad (23)$$

Sustituyendo las ecuaciones 21,22 y23 en la ecuación de movimiento de Lagrange, obtenemos la siguiente ecuación:

$$\left\{ Jd\left(b + \frac{1}{3}\right)^2 + mb^2\left(\frac{b}{2} + \frac{1}{3}\right)^2 + \mu\left(\frac{b^5}{20} + \frac{1b^4}{12} + \frac{1^2b^3}{27} + \frac{21^5}{945}\right)\right\}\theta b +$$

$$+ EI\left(b + \frac{1}{3}\right)\theta b = \frac{1}{3}\left(b + \frac{1}{3}\right)M * \text{senwt} \qquad (24)$$

Donde:
Jd = Momeno de inercia con respecto al diámetro de la hlice (incluyendo el 60 % por el momento de inercia debido a la masa añadida, Kg- sg²-m

m = Masa de la helice (incluyendo el 30 % de la masa añadida) Kg-sg²/m

μ = Masa del eje por unidad de longitud Kg-sg²/m²

M * senwt = Momento de la fuerza externa Kg-m

Indica la diferencia con respecto al tiempo

De acuerdo a la ecuación diferencial 24, la frecuencia natural Nnl (RPM) será como sigue.

$$Nnl = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{EI\left(b+\dfrac{l}{3}\right)}{Jd\left(b+\dfrac{l}{3}\right)^2 + mb^2\left(\dfrac{b}{2}+\dfrac{l}{3}\right)^2 + \mu\left(\dfrac{b^5}{20}+\dfrac{l\,b^4}{12}+\dfrac{l^2 b^3}{27}+\dfrac{2l^5}{945}\right)}} \qquad (25)$$

EI = 11,2 E04 Kg-m²

Jd = Jpolar/2 + 0,6(Jpolar/2) = 1,79 Kg-m-sg²

m = 16,23 + 4,87 = 21,10 Kg-sg²/m.

μ = 6,48 Kg-sg²/m.

b = 0,31 m.

l = 2,21 m.

Nnl = 1.672,17 cpm.

Posible condición resonante.

Para calcular la velocidad de rotacion del motor (RPM) a la que se producira la condición resonante, igualamos la primera frecuencia natural con la de excitación de la helice.

F. Natural = F. exitación de la helice

F. Natural = RPM * Z/n

Donde:

Z = Número de palas de la hélice = 4

n = Razón de reducción = 4,5

Las RPM del motor principal a las que se producen condiciones resonantes son:

1.672,17 = RPM * 4/4,5

RPM = 1.881,20

Cálculo del Esfuerzo en Vibración Lateral.

Para el cálculo de este esfuerzo vamos a asumir que el efecto de Histeresis es despreciado, mientras que solamente es considerado el amortiguamiento de la helice. Durante una revolución completa del eje con una helice de cuatro palas, cada pala describe tres oscilaciones completas en dirección adelante-atras (una oscilación cumple cuando gira el eje 120°). Para una hélice de 3 palas, el número de oscilaciones es 2 (una oscilación cumple a 180° de rotación del eje).

Puesto que las palas oscilan más en forma "basculante" que un movimiento adelante-atras, el centro de empuje (presión) es tomado en un punto a 0,7(radio) del extremo de la pala. Si (x) representa la amplitud adelante- atrás de este centro de presión de empuje, la energia absorbida por una pala durante una revolución está dada por la siguiente expresión:

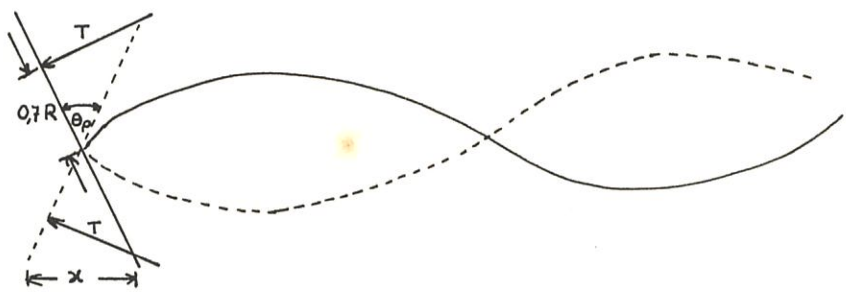
$$\frac{1}{Z} * 2 * \pi^2 * ch * f * x^2 \qquad (26)$$

Donde:

f =Frec. de oscilación de la pala de la helice en ciclos por segundo
= Nnl(Z - 1) / Z * 60 en resonancia = 20,90

Z = número de palas de la helice = 4 .

x   = θp * 0,7(R) = θp * 0,35(D).
θp = Amp. de ángulo basculante de la helice en rad.(fig)
ch = Coeficiente de amortiguamiento axial de la helice.



Momento externo debido al empuje descentrado

Figura 3.18

Cálculo de (ch) axial de la hélice.

De acuerdo con la referencia [10], el coeficiente de amortiguamiento axial de una helice se puede expresar como:

ch = rho * N * (D**3) * C11' * LSC(C11) / 9,8 Kg-sg/m.

rho = Densidad del fluído donde está sumergida la helice.
N   = Velocidad de rotación de la helice en resonancia en RPS
    = 1.881,20 / n * 60. = 6,97

D = Diámetro de la helice en metros .
C11'= Coeficiente de amortiguamiento dado en (ref) como ecuaciones de regresión en función de Ae/Ao y P/D en vibracion lateral.
LSC(C11) =Factor de corrección para considerar efectos tridimensionales en el cálculo de C11'

Posteriormente.

$$C11' = 0,32017 + 0,29375 * 10\ (Ae/Ao) - 0,90814\ (P/D) -$$
$$- 0,19719 * 10\ (Ae/Ao)^2 + 0,53868\ (P/D)^2 -$$
$$- 0,65404\ (Ae/Ao)(P/D)$$

Para:

$Ae/Ao = 0,55$

$P/D = 0,778$

$$C11' = 0,68$$

Además:

$$LSC(C11) = 0,82004 - 0,67190/(RA)^2 + 1,3913(P/D) / RA +$$
$$+ 7,7476 / (RA) - 16,807(P/D) / (RA) - 8,2798 / (RA) +$$
$$+ 19,121(P/D) / (RA)$$

La razón de aspecto de la helice es: RA = 1,606.

Luego:

LSC(C11) = 0,939

Entonces:

ch = 1.025 * 6,97 * (1,372) * 0,68 * 0,939 / 9,8 Kg-sg/m

ch = 1.202,17 Kg-sg/m (806,33 lb-sg/pie.)

Energia Absorbida por la pala en un ciclo.

$$= 1/Z * 2 * \pi^2 * 806,33 * 20,90 * 2,5 * ep^2$$

$$= \frac{83,16\ E04\ *\ ep^2}{Z}$$

Ahora, la energia absorbida por todas las palas durante una revolucion completa del eje (cada pala describe Z-1 oscilaciones completas) sera:

$$Ed = \frac{83,16\ E04\ *\ ep^2}{Z} * Z * (Z-1)$$

$$Ed = 24,95\ E05\ *\ ep^2$$

Si la variación de empuje en cada pala asi como su paso a traves de una concentracion de estela esta representado por τl (se asume aplicado tambien a 0,7 del radio), la energia que entra por un "impulso" de cada pala sera:

$$= \pi * \tau l * 0{,}35 * D * \theta p \qquad (27)$$

$$= 4{,}95 * \tau l * \theta p.$$

Y la energia que entra durante una revolucion completa para todas las palas sera:

$$Ei = \pi * \tau l * 0{,}35 * Z * D * \theta p$$

$$Ei = 19{,}8 * \tau l * \theta p$$

El empuje alternativo τl, para un buque de dos helices, es segun [2] aproximadamente el 10% del empuje constante (T)

En el capitulo 2 obtuvimos el valor de T en un eje y es 7.284,45 lb.

De donde el empuje alternativo aplicado a cada pala sera:

$$r2 = \frac{728,44}{2}$$

$r2 = 182,11$ lb

Posteriormente con este valor igualo Ei y Ed

$$24,95 E05 * \theta p^2 = 19,8 * 182,11 * \theta p$$

$$\theta p = 1,44 E-03 \text{ rad.}$$

Observando la siguiente figura:

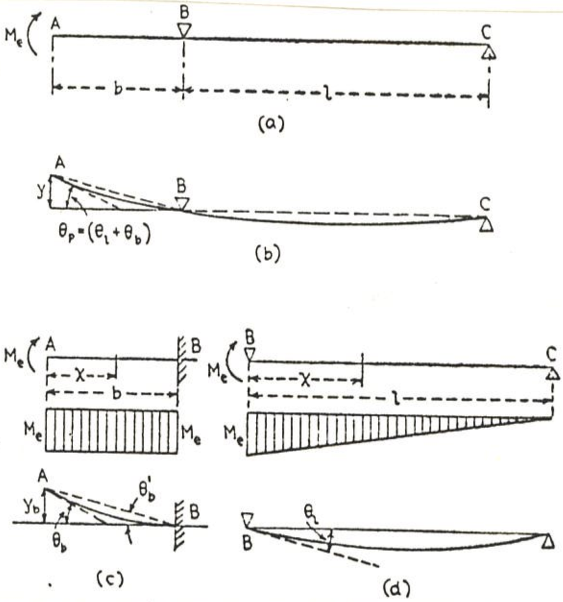


Diagrama de cuerpo libre y linea elástica

Figura 3.19

nos damos cuenta que θp es igual a:

$\theta p = \theta b + \theta l$

A partir de la referencia [15]

$$\theta b = \frac{Me * b}{EI} \qquad \theta l = \frac{Me * l}{3 * EI}$$

Por lo tanto:

$$\theta p = \frac{Me}{EI}\left(b + \frac{l}{3}\right) \qquad (28)$$

Donde según la fig (1.2)

b = 1,02 pies

l = 6,56 pies

Determinamos la inercia transversal del eje.

$$I = \frac{\pi * D\,E04}{12\,E04 * 64} \quad \text{Pies}$$

I = 6,06 E-04 pies

E = acero ASTM 70-36 = 43,75 E08 lb/pies²

Despejando Me en la fórmula (28)

$$Me = \frac{\theta p * EI}{(b + l/3)}$$

Me = 14.287,00 lb-pulg.

Sabemos que:

Esfuerzo debido a flexión Eb = Me/S

Donde, S = Modulo seccional del eje.

$$S = \frac{I}{D/2}$$

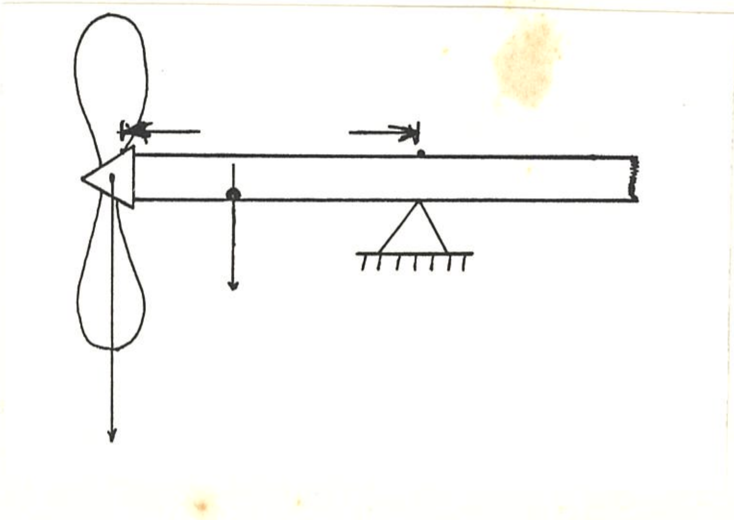
$$S = 6{,}29 \text{ pulg}$$

Y el esfuerzo flector debido a vibración lateral en el eje propulsor será:

$$Eb = \frac{14.287{,}00}{6{,}29} \text{ lb/pulg}^2$$

$$Eb = 2.271{,}38 \text{ lb/pulg}^2$$

Cálculo del esfuerzo vibratorio por flexión.



Extremo del eje en canteliver

figura 3.20

De acuerdo a la figura de arriba, en el punto A se desarrolla un esfuerzo de flexion al deformarse el eje debido al peso de la hélice y del tramo libre del eje.

Sea:

P1 =Peso de la helice = 400,00 lb

P2 =Peso concentrado del tramo de eje (cap 2)=42,9 lb

El momento en el punto A será:

$$400(12,2) + 42,9(6,1) = 5.141,7 \text{ lb-pulg.}$$

Ahora, sabiendo el valor del módulo seccional del eje (6,29 pulg, obtenemos el valor del esfuerzo vibratorio por flexión.

$$Ea = \frac{M}{S}$$

Entonces el esfuerzo final por flexión en vibración lateral del eje será:

$$Ea = 817,44 \text{ lb/pulg}^2.$$

el esfuerzo final por flexion en vibracion lateral del eje:

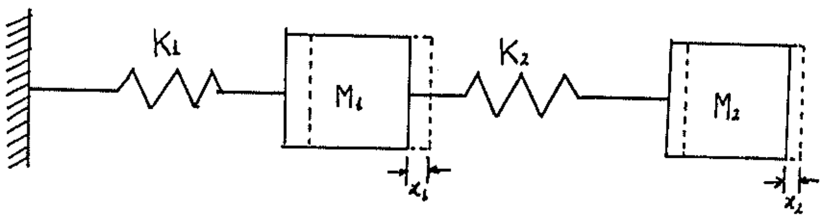
$$Sb = 2.271,38 + 817,44$$

$$Sb = 3.088,82\ lb/pulg^2.$$

3.3. ANALISIS DE VIBRACION LONGITUDINAL.-

Cálculo de la frecuencia natural

Sea el sistema: [20]



Sistema aplicado a vibración longitudinal

de ejes Propulsores

Figura 3.21

Las ecuaciones de equilibrio de las fuerzas del sistema son:

$$M1*\ddot{X}1 = -K1*X1 - K2(X1 - X2)$$

$$M2*\ddot{X}2 = K2(X1 - X2)$$

Asumamos que el movimiento es armonico:

$$X1 = A1 * e^{iwt}$$

$$X2 = A2 * e^{iwt}$$

Por lo tanto:

$$-M1*w^2*A1 + K1*A1 + K2(A1 - A2) = 0$$

$$-M2*w^2*A2 - K2(A1 - A2) = 0$$

Ordenando al sistema,

$$A1(K1 + K2 - M1*w^2) + A2(-K2) = 0$$
$$A1(-K2) + A2(K2 - M2*w^2) = 0$$

Resolviendo el sistema para A1 y A2 (para que haya solución no trivial, es necesario que el determinante de la matriz de los coeficientes sea cero).

$$\begin{vmatrix} (K1 + K2 - M1*w^2) & -K2 \\ -K2 & (K2 - M2*w^2) \end{vmatrix} = 0$$

de donde:

$$\lambda_{1-2} = \frac{M2*K1+M2*K2+M1*K2 \pm (M2*K1 + M2*K2 + M1*K2)^2-4*M1*M2*K1*K2}{2*M1*M2} \qquad (29)$$

Haciendo $w_{1-2}^2 = \lambda_{1-2}$

donde:

M1 = Masa del motor principal y reductor, mas el 20% debido a agua, aceite y la base.
M2 = Masa de la helice, mas el valor correspondiente a la masa anadida.
K1 = Rigidez de la Base de Máquinas.
K2 = Rigidez Longitudinal del eje.

Cálculo de la Rigidez de las bases de la Máquina Principal.

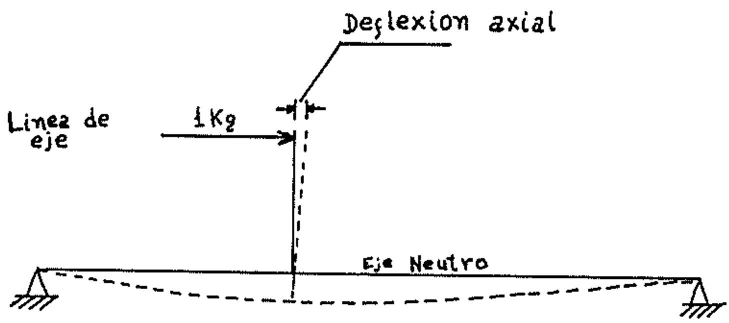
El procedimiento, de acuerdo con la referencia [20], contempla el cálculo de la deflexion rotacional del fondo y las deflexiones por flexion y corte de la base, partiendo de una carga unitaria axial. Todas estas deflexiones se combinan para calcular la rigidez total de la base.

Deflexión rotacional del fondo y de la base.

Se calcula asumiendo que el fondo y la estructura de la base forman una viga que está simplemente apoyada en los mamparos, en cada extremo de la sala de máquinas. Debemos dividir a la base en secciones suficientes para calcular el eje neutro y luego el momento de inercia de cada una de ellas.

Se aplica luego sobre la viga un momento compuesto por una carga axial unitaria y la distancia entre el eje neutro de la viga idealizada y la linea del centro del eje.

De este modo se puede calcular la pendiente resultante en el punto sobre el cual el eje ejerce el empuje, que en nuestro caso es la caja reductora. Multiplicando la pendiente calculada por la distancia desde el eje neutro a la linea de acción del empuje, obtendremos la deflexión axial en el punto antes mencionado debido a la rotación del fondo, ver figura 3.22

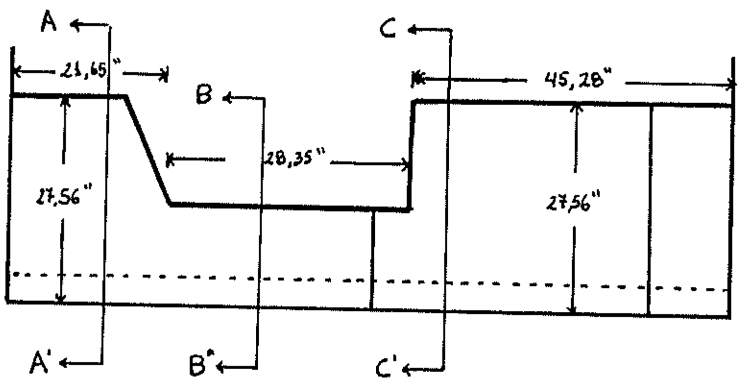


Deflexion axial producida por la carga unitaria

Figura 3.22

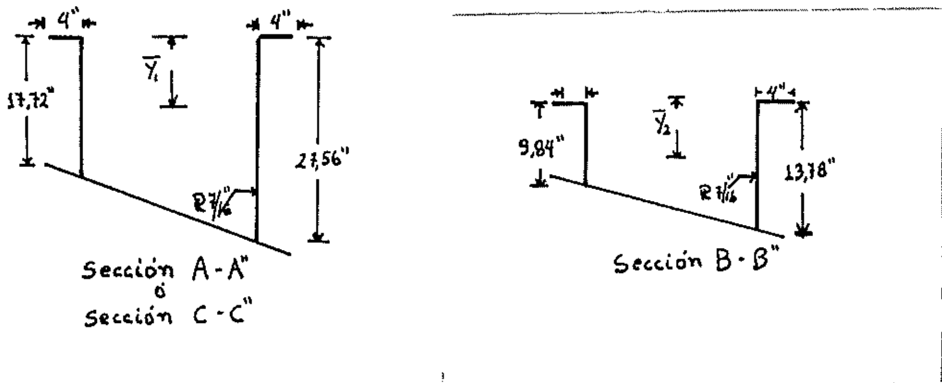
Procedemos entonces a calcular la rigidez de la base.

Distribución de inercia y eje neutro.



Vista long. de la viga base de la máquina

Figura 3.23



Secciones 1 y 2

figura 3.24

Como podemos observar en la figura 3.24 tenemos que calcular dos valores de Inercia para dos zonas de la base.

Para la seccion 1

$$I1 = 1.462,56 \text{ (pulg**4)}$$

$$\bar{y}1 = 10,13 \text{ pulg}$$

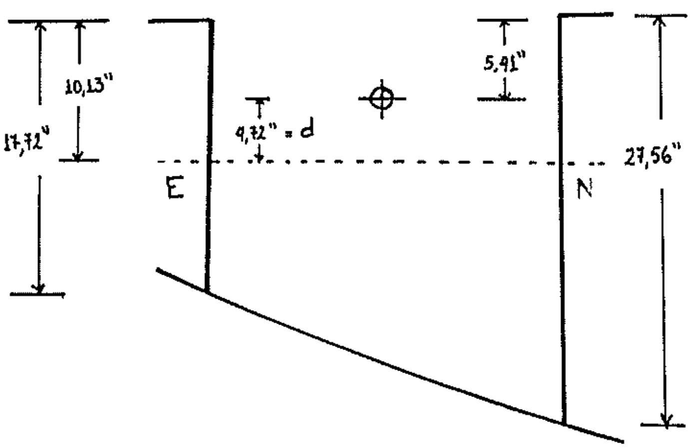
Para la seccion 2

$$I2 = 226,14 \quad \text{(pulg**4)}$$

$\overline{Y2} = 4{,}61$ pulg.

De acuerdo a [20] no se pierde mucha exactitud en el cálculo, si asumimos como eje neutro, uno que una los centros de gravedad en las secciones de la viga que están en los mamparos que limitan a la sala de maquinas.

De esta forma, la distancia entre el eje neutro y la linea de acción del empuje es: (fig).



Distancia entre el eje neutro y la linea de empuje

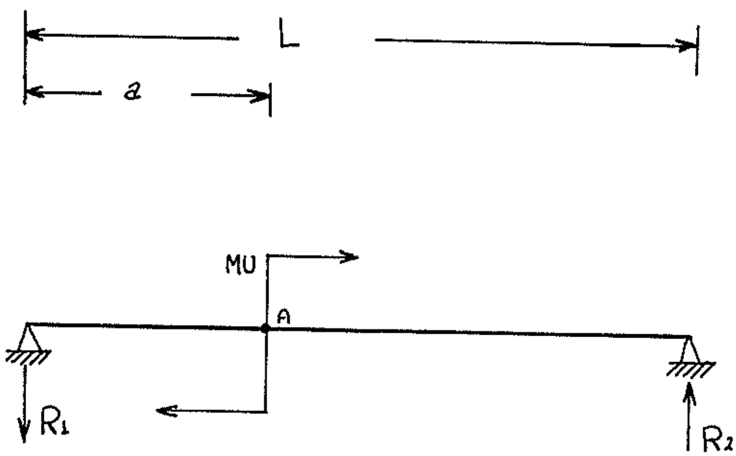
Figura 3.25

$d = 10{,}13 - 5{,}41 = 4{,}72$ pulg

Deformacion axial debido a la rotacion de la base.

Con este valor podemos llegar a la rigidez al obtener su inverso. La deformación axial por concepto, es la deformación debida a la acción de una carga unitaria; la calcularemos aplicando una carga en la dirección del empuje, la cualproducirá un momento flector (fig.)

$$MU = 1 \text{ lb} * d = 4{,}72 \text{ lb-pulg}$$



Momento flector producido por la carga unitaria

Figura 3.26

$a = 23{,}6$ pulg

Calculamos las reacciones R1 y R2

115

Hacemos sumatoria de momento respecto al punto 1

$MU = R2 * L$ $\qquad\qquad$ $R2 = MU/L$

donde L = 95,28 pulg

Por lo tanto:

$$R2 = 0,05 \text{ lb}$$

Hacemos sumatorio de fuerzas en dirección vertical.

$$R1 = R2$$

$$R1 = -0,05 \text{ lb}$$

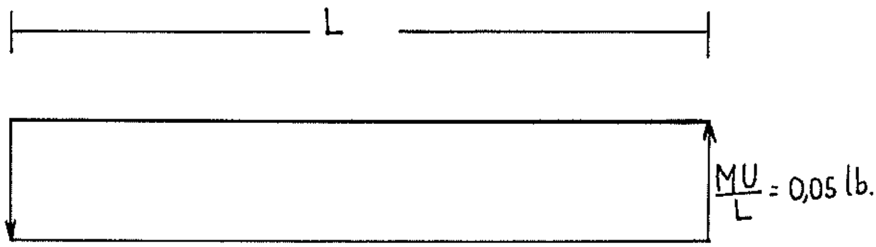


Diagrama de fuerza cortante

Figura 3.27

En la figura inferior 3.28 se presenta el diagrama de Momento Flector.

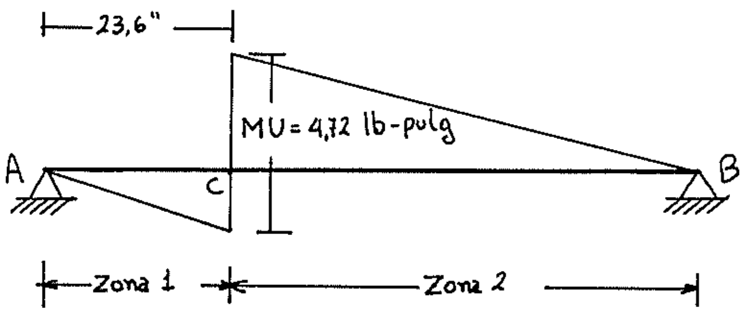


Diagrama de Momento Flector

Figura 3.28

Las ecuaciones del Momento Flector son:

Zona 1 : $M(x) = R1x$

Zona 2 : $M(x) = Ax + B$

Condiciones para la zona 2.

Si $x = a$ $\qquad M = MU - R1a$

A = pendiente de la recta = -R1

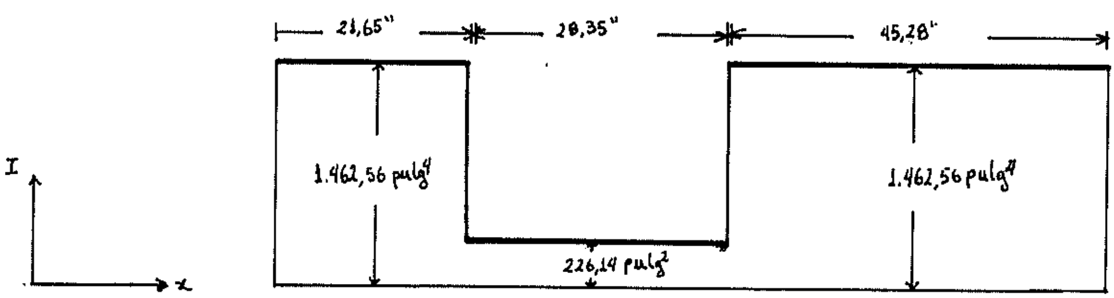
Por lo tanto:

$$(MU - R1a) = -R1a + B$$

Donde B = MU.

Entonces para la zona 2, la ecuación del Momento Flector será:

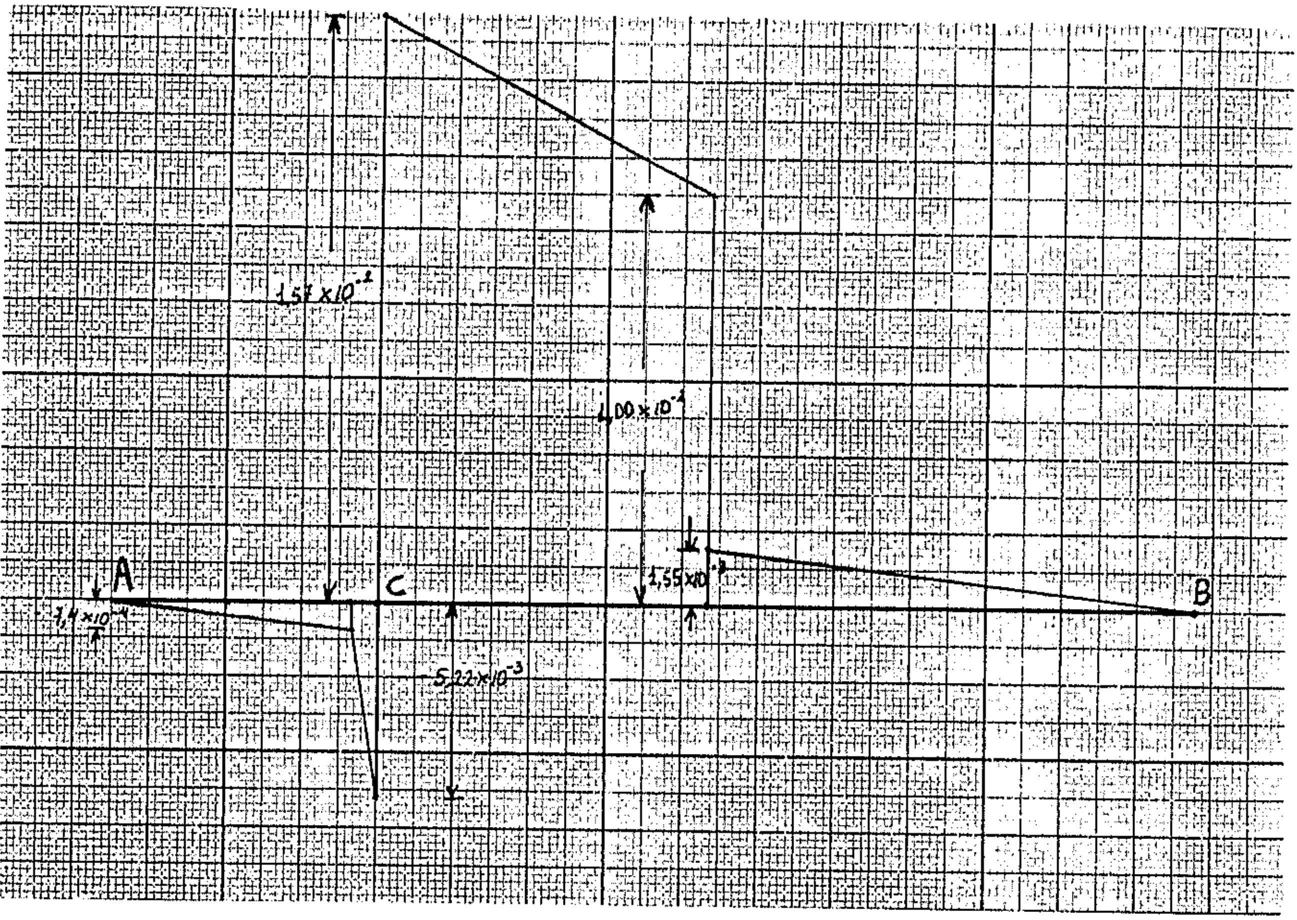
$$M(x) = -R1x + MU$$



Distribución de Inercias

Figura 3.29

La distribución de (M/I) se da en la figura inferior en función de x.



Distribución de M/I

Figura 3.30

El material del que está hecha la base es Acero ST 50-4, cuyo valor de Módulo elástico es:

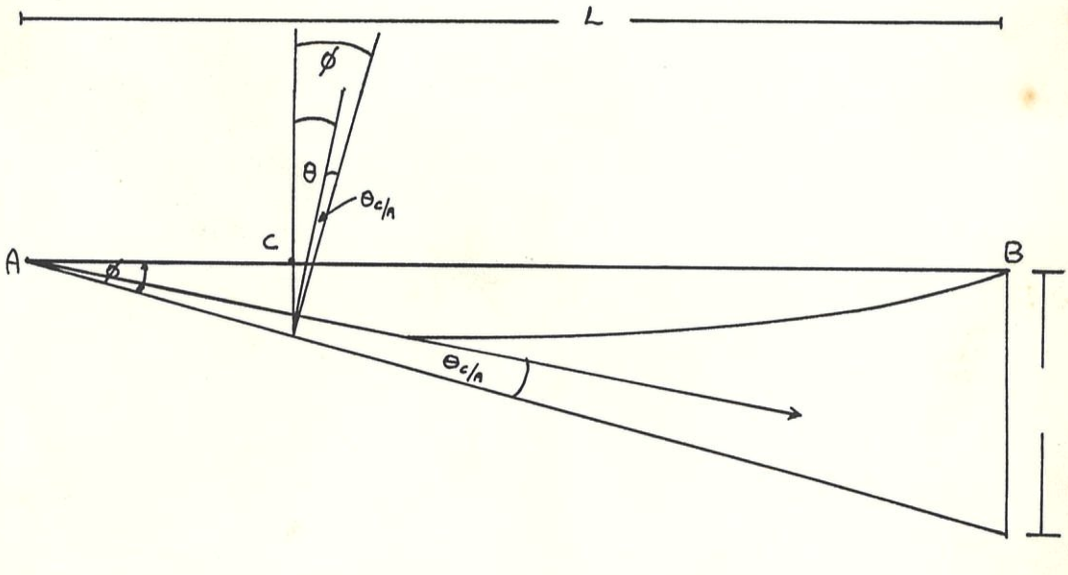
$E = 30,39$ E06 lb/pulg²

Recordando el Teorema de Area de Momento [18] y haciendo uso de la fig anterior.

t b/a es igual a : 7,18 E-07 pulg ver fig.3.31

Además del mismo teorema:

θ c/a = 1,00 E-09 rad. ver fig.3.31



Rotación de la base de la Máquina

Figura 3.31

El valor del ángulo Ø puede ser calculado fácilmente, mediante la función trigonomtrica tg

120

$$\phi = tg \frac{t\ b/a}{L} = 4,32\ E-07\ \ rad$$

Por lo tanto, el ángulo de rotación de la base en la posición de la caja de reducción (θ) se calcula de la siguiente manera:

$\theta = \phi - \theta\ c/a$

$\theta = 4,32\ E-07\ - 4,55\ E-10$

$\theta = 4,32\ E-07$ rad.

Calculamos ahora la deformación axial debido a la rotación de la base de la máquina.

Deformación δr = Distancia entr el eje neutro y la linea de acción de empuje * rotación (θ)
axial

$\delta r = 4,72 \ * \ 4,32\ E-07$

$\delta r = 2,04\ E-06$ pulg/lb. de empuje

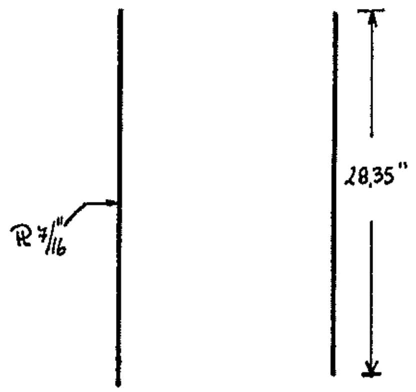
Deformación axial debido a flexión de la base del reductor.

Según [20] en el caso de un cojinete de empuje ubicado en una caja reductora o que la misma haga las veces de cojinete de empuje, la deflexión por flexión es muy pequeña comparada con la deflexion por corte; y se introduce un pequeño error si la despreciamos.

Deformación axial por corte de la base del reductor.

Según [20] la deflexión por corte es resistida por los longitudinales de la base y las planchas transversales sirven para compartir la carga entre dichos longitudinales.

La sección longitudinal de la base que actúa en corte está graficada el la siguiente figura.



Sección longitudinal de la base que actua en corte

Figura 3.32

Serán útiles los siguientes datos:

L = Altura de la base = 11,81 pulg

A = Area donde actua el empuje unitario = 24.8 pulg²

P = Empuje unitario = 1 lb.

G = Módulo cortante del material = 11,68 E06 lb/pulg².

Por lo tanto, segun [20] la deflexión debido al corte (δc) será:

$$\delta c = \frac{P * L}{A * G} \qquad (30)$$

$$\delta c = \frac{1 * 11,81}{24,8 * 11,68 \text{ E06}}$$

$$\delta c = 4,08 \text{ E-08 pulg/Lb.}$$

Rigidez de la base.

Para el efecto sumamos las deflexiones axiales obtenidas y su inverso será el valor de la rigidez de la base de la máquina.

$$K1 = \frac{1}{\delta r + \delta c} \qquad (31)$$

$$K1 = \frac{1}{2,04 \text{ E-06} + 4,08 \text{ E-08}}$$

123

K1 = 4,81 E05 lb/pulg.

Rigidez longitudinal del eje.

Por definición, la rigidez es la fuerza necesaria F, para producir una deformación unitaria.

$$F = \frac{E * A}{L}$$

E = 30,40 E06 lb/pulg² Módulo elástico del material del eje
A = 12,57 pulg² Area de la sección del eje
L = 106,27 pulg

Entonces:

$$K2 = \frac{30,40\ E06 * 12,57}{106,27}$$

K2 = 35,96 E05 lb/pulg.

Cálculo de la masa de la hélice mas su masa añadida axial.

La masa de la hélice, según el capítulo 2, tiene el siguiente valor:

M = 400 lb.

Para calcular la masa axial añadida [10] usamos la siguiente formula:

Maa = rho * (D**3) * M11 * LSC(M11)

donde:

rho = Densidad del agua = 1.025 Kg/m
D = Diámetro de la helice = 54 pulg.
M11 = Factor para calcular la masa añadida de la helice
LSC(M11) = Factor de corrección para la masa añadida.

M11 = -0,62948 E-01 + 0,1798(AE/AO) + 0,58719 E-01 (P/D) + 0,17684(AE/AO)² - 0,21439 E-02 (P/D)² - 0,15395(AE/AO)(P/D).

AE/AO = 0,55

P/D = 0,778

M11 = 6,8 E-02

LSC(M11) = 0,61791 + 0,23741(P/D) + 0,42253(1/RA) -0,43911(1/RA²) - 0,46697(P/D)/RA + 0,25124(P/D)/RA²

RA = 1,606

LSC(M11) = 0,745

Entonces:

Maa = 295,04 lb

Masa de la helice M2 = 295,04 lb

Ahora establezcamos la masa de la maquina principal mas el reductor [4] y [22]

Mmaq = 4.914,8 lb.
Mred = 932,8 lb
M1 = 5.847,6 lb.

Con estos datos obtenidos, aplicamos la ecuacion (29) obtenemos

$$\lambda_{1-2} = \left\langle \begin{array}{l} 2,25\ E05 \\ \\ 594,06 \end{array} \right.$$

w1 = 474,34 rad/sg = 75.5 cic/sg

w2 = 24,37 rad/sg = 3,88 cic/sg.

Calculemos finalmente las RPM del motor a las que habría resonancia.

$$3,88 * 60 = \frac{RPM * Z}{n}$$

n = razón de reducción

RPM = 261,9 RPM

Como podemos darnos cuenta, este valor esté lejos de los RPM de la máquina en condiciones continuas (1.800). Al establecer un rango de operación de la máquina 50% - 110% de la velocidad angular en condiciones continuas, el valor de 261,9 RPM se localiza lejos de este rango.

Establecido lo anterior, no es necesario calcular el esfuerzo alternativo de compresión sobre el eje, debido a la vibración axial o longitudinal; ya que el valor de la velocidad angular del motor en las cuales se produce resonancia no lo amerita.

ESFUERZO ALTERNATIVO RESULTANTE.

En base a los esfuerzos obtenidos en vibracion torsional, lateral y longitudinal; tomamos en cuenta, en el caso de vibración torsional, el esfuerzo mas significativo, siendo el de la segunda condición resonante sexto armónico el escogido II 6

En resumen:

Vibracion torsional $Sc = 289,55$ lb/pulg²

Vibración lateral $Sb = 3.088,82$ lb/pulg²

El esfuerzo en vibración longitudinal no es tomado en cuenta por las razones expuestas al final del subcapitulo anterior.

Para el efecto, usamos la siguiente ecuación: [3]

$$Sar = \sqrt{(Kb * Sb)^2 + (2 * Kt * Sc)^2} \qquad (32)$$

Donde:

Kb = Factor de concentracion de esfuerzo por efecto de

flexion
Sb = Esfuerzo en vibracion Lateral (lb/pulg²)
Kt = Factor de concentración de esfuerzo por torsión
Sc = Esfuerzo en vibración torsional (lb/pulg²)

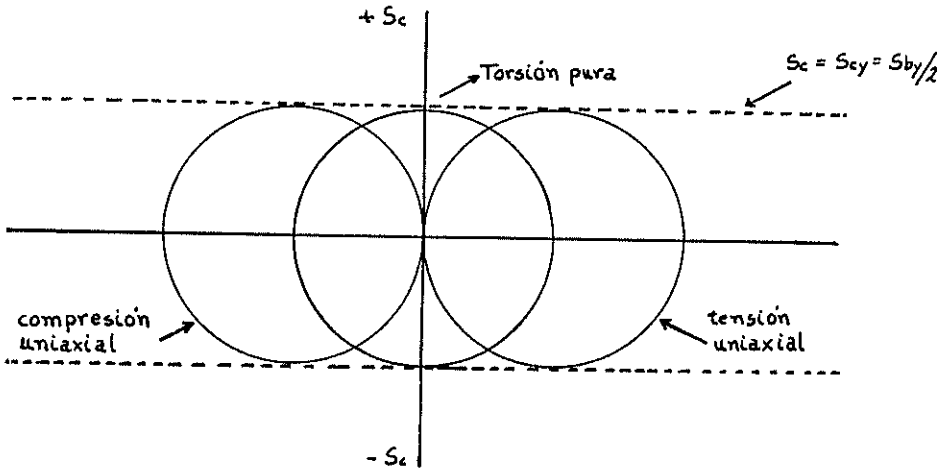
La formula 26 tiene su origen en la teoria del máximo esfuerzo cortante que dice lo siguiente: "Un material dúctil sometido a cualquier combinacion de cargas fallará por fluencia, siempre y cuando el máximo esfuerzo cortante exceda a la resistencia de fluencia en cortante.

Es decir:

$$Sc\ max = Scy$$

Observando el gráfico 3.33 deducimos que el esfuerzo cortante máximo, de acuerdo a esta teoria, será igual a la mitad del valor de la resistencia de fluencia en tensión.

$$Sc\ max = Scy = Sby/2$$



Círculos de Mohr para diversas condiciones de carga

Figura 3.33

La Figura representa los círculos de Mohr de los principales estados de esfuerzos de un cuerpo que fallará por fluencia.

Al aplicar el factor de seguridad correspondiente, para cualquier material tenemos.

$$Sby/2 = FS * Sc\ max$$

$$Sby/2 = FS \sqrt{(Sb/2)^2 + (Sc)^2}$$

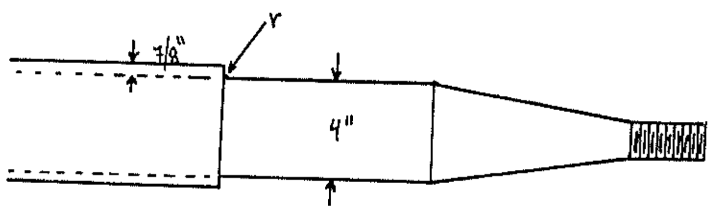
$$FS = \frac{Sby}{\sqrt{(Sb)^2 + (2*Sc)^2}}$$

Al tomar en cuenta los factores de concentración de esfuerzos correspondientes, obtenemos la siguiente relación en un lugar determinado de cualquier material.

$$FS = \frac{Sby}{(Kb*Sb)^2 + (2*Kt*Sc)^2}$$

Siendo el denominador del segundo miembro de la ecuación, el esfuerzo alternativo resultante.

Ahora determinaremos los factores de concentración de esfuerzos; para el efecto, es necesario anotar que el cálculo del esfuerzo alternativo resultante será obtenido donde termina la camisa de bronce del cojinete del tunel de popa (mirando de proa a popa).

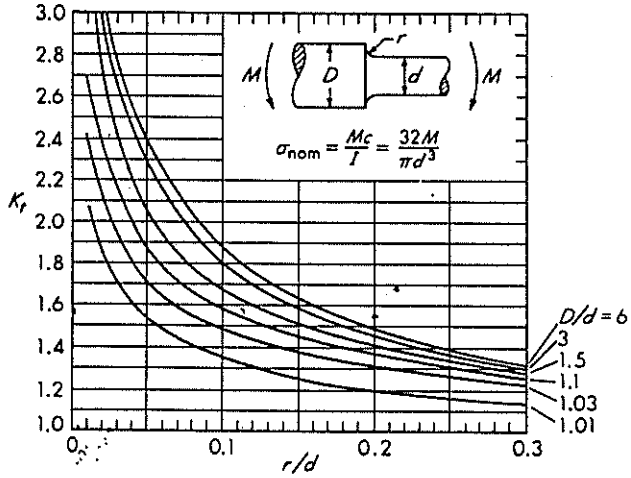


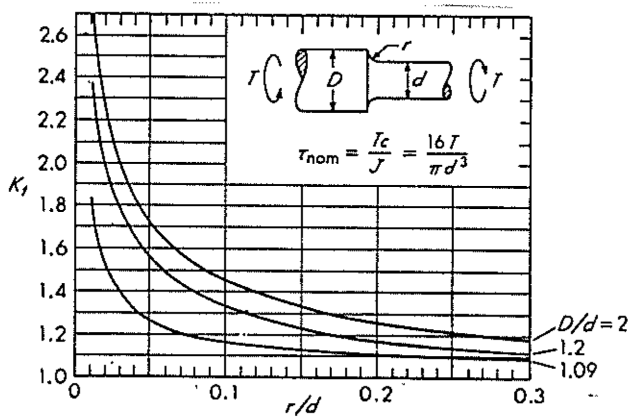
Radio de curvatura en el extremo de la camisa

Figura 3.34

Para el efecto nos valemos del siguiente grafico [9]

151





r = 0,03 pulg.

d = 4 pulg

D = 4,875 pulg

F. de concentración de esfs. en flexion y torsión

Figura 3.35

Por lo tanto: Kb = 4,00

Kt = 3,2

Entonces, aplicando la fórmula 32.

$$Sar = \sqrt{(4,00 * 3.088,82)^2 + (2 * 3,2 * 289,55)^2}$$

Sar = 12.493,48 lb/pulg²

CAPITULO 4

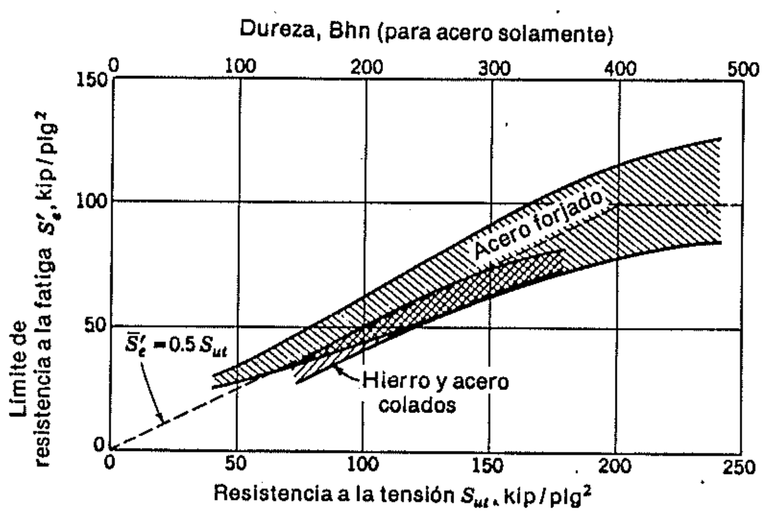
ANALISIS DE FATIGA

4.1.- CALCULO DEL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.-

A más de las cargas estáticas que actúan en el eje, se presentan los esfuerzos alternativos que varían entre determinados valores. Por ejemplo una fibra particular de la superficie del eje, sometida a la acción de cargas de flexión, pasa por esfuerzos de tensión y compresión en cada revolución del eje. Como este gira a 1.800/4,5 RPM, en condiciones continuas, la fibra es forzada en tensión y compresión 1.800/4,5 veces por minuto. Esto en cualquier fibra ocasionará un esfuerzo que seguirá siendo fluctuante, pero que oscilará entre valores diferentes. Estas y otras clases de cargas que ocurren en el eje producen esfuerzos que se llaman repetidos o alternantes.

En muchos casos hay que analizar elementos de máquina que han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes. La característica más notable de estas fallas ha sido que los esfuerzos se repitieron un número grande de veces. Este tipo de fallas se denomina falla por Fatiga.

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas fluctuantes, se realizan ensayos como el de la viga rotatoria a velocidad, de R. R. Moore. En estas pruebas, probetas se someten a flexión pura por medio de pesos cuando está girando y así, se cuentan los ciclos de esfuerzos que soporta el material hasta la falla o ruptura. El objetivo es saber si existe una relación general entre el límite de resistencia a la fatiga y las resistencias obtenidas de un ensayo simple a la tensión. Cuando se efectúa una investigación en la que se utilizan grandes cantidades de datos obtenidos en pruebas de tensión y en pruebas con la viga rotatoria, se halla que existe ciertamente una relación entre los resultados obtenidos en estos dos tipos de prueba. Dicha relación se puede observar en la figura 4.1, referencia [17].



Relacion entre la resist.a la tension y
limite de fatiga en aceros.
Figura 4.1

Al analizar la figura, se encuentra que cuando se trata de aceros, el limite de resistencia a la fatiga varia desde, aproximadamente un 40% a un 60% de la resistencia a la tensión, hasta aproximadamente el valor de Sut = 200 Kip/pulg² (14,000 Kg/cm²). Por esta razon es preferible utilizar las siguientes relaciones para predecir el limite de resistencia a la fatiga de las probetas giratorias.[17]:

$Se' = 0{,}5\ Sut$ para $Sut \leq 2{,}00\ E05\ lb/pulg^2$

$Se' = 1{,}00\ E05\ lb/pulg^2$ para $Sut \geq 2{,}00\ E05\ lb/pulg^2$

Factores que modifican el Limite de Resistencia a la Fatiga.

El Limite de Resistencia a la fatiga, Se de un elemento de máquina, puede ser considerablemente mas pequeño que el limite de resistencia a la fatiga Se' de la probeta para la viga rotatoria. Esta diferencia se puede tomar en cuenta empleando una variedad de factores de modificación, cada uno de los cuales corresponde a un efecto por separado:

$$Se = ka * kb * kc * kd * ke * Se' \qquad (1)$$

donde:

Se = Limite de resistencia a la fatiga del eje propulsor.

Se' = Limite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

ka = Factor de superficie

kb = Factor de tamaño

kc = Factor de confiabilidad

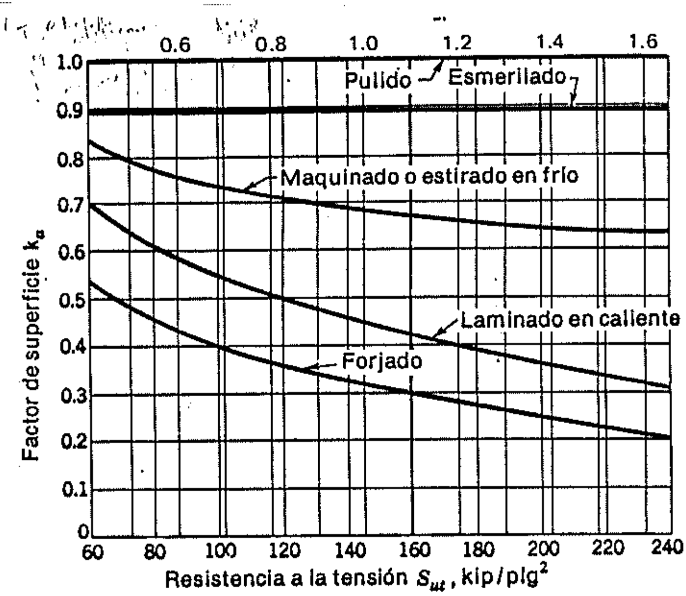
kd = Factor de temperatura

ke = Factor de efectos diversos

Acabado de superficie.

La superficie de la probeta de la viga rotatoria utilizada en los ensayos, está perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial, para eliminar cualquier rayadura circunferencial. Obviamente, la mayor parte de los elementos de máquina no tienen esta alta calidad de acabado.

Los factores de modificación ka, que se muestran en la figura 4.2, dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tension.[17]:



Factores que modifican el acabado del acero

Figura 4.2

Para nuestro caso tomamos un valor de 1,00 , ya que el eje ha sido pulido:

$$ka = 1,00$$

Factor de tamaño.

El ensayo de viga rotatoria da el límite de resistencia a la fatiga para una probeta de 0,30 pulgadas de diámetro. Cuando son probetas de mayor tamaño las que se ensayan a esfuerzos que se invierten completamente en flexion o en torsion, se halla que el limite de resistencia a la fatiga es de 10 a 15% menor, para probetas hasta de 2 pulg. Cuando se trata de muestras de diámetro mayor que 2 pulg., el limite de resistencia a la fatiga puede ser hasta 25% menor.

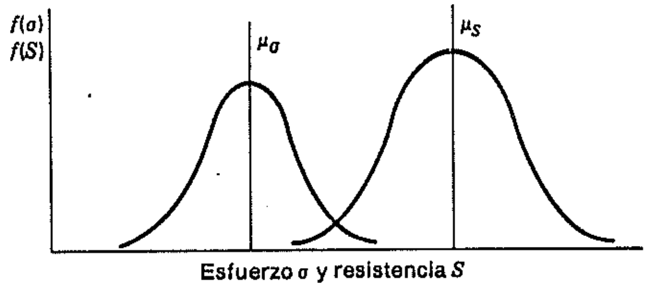
La distribución triangular del esfuerzo, en el caso de flexión y de torsión, es muy similar a la distribucion del esfuerzo en una barra ranurada. Es decir, la flexión y la torsión se asemejan a la concentración de esfuerzo. Es probable que esto -junto con el hecho de que una probeta grande probablemente tendrá mas defectos de superficie que una pequeña- sea lo que explique la reduccion de los limites de resistencia a la fatiga en torsión y en flexión debido al tamaño.

Por lo tanto, para los casos de flexión y torsion, referencia [17], kb debe seleccionarse en la forma siguiente:

$$kb = \begin{cases} 1 & d \leq 0{,}30 \text{ pulg} \\ 0{,}85 & 0{,}30 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0{,}75 & d \geq 2 \text{ pulg} \end{cases}$$

Confiabilidad.

Para definir el significado exacto de la confiabilidad, se supondrá que se tiene un gran grupo o población de elementos mecanicos. Se puede asociar cierta resistencia Sr y cierto esfuerzo S a cada pieza. Pero como hay un gran número de ellas, existe una poblacion de resistencias y una de esfuerzos. Estas dos poblaciones podrían tener distribuciones semejantes a las mostradas en la figura 4.3.



Distribucion de esfuerzos y resistencias

Figura 4.3

Utilizando la siguiente notación, se designará por μs y $\hat{\sigma} s$ a la media y a la desviación standard del esfuerzo, mientras que se usaran μsr y $\hat{\sigma} sr$ para denotar la media y la desviación standard de la resistencia. Aunque la resistencia es generalmente mayor que el esfuerzo, la figura de arriba muestra que el extremo de la derecha de la distribución del esfuerzo puede traslaparse con el extremo de la izquierda de la distribución de las resistencias y , por lo tanto, originar algunas fallas. Para determinar la confiabilidad, se combinan las dos poblaciones mediante las ecuaciones siguientes. La población combinada tendrá entonces un valor medio y una desviación standard iguales a:

$$\mu = \mu sr - \mu s \qquad \hat{\sigma} = \sqrt{\hat{\sigma} sr^2 + \hat{\sigma} s^2}$$

La variable estandarizada correspondiente Zr es.

$$Zr = \frac{\mu}{\hat{\sigma}} = \frac{\mu sr - \mu s}{\sqrt{\hat{\sigma} sr^2 + \hat{\sigma} s^2}}$$

Entrando con este valor de Zr en la tabla No 7 (Apéndice), se puede hallar el área Az bajo la curva de distribución normal, correspondiente a la población combinada. Luego entonces la confiabilidad R es:

$$R = 0.5 + Az \qquad (2)$$

La ecuación 2 permite determinar la variable estandarizada Zr, correspondiente a una confiabilidad deseada. Por lo tanto, mediante la tabla No 3 se halla Zr = 1,288, para 90% de confiabilidad (R=0,90 y Az=0,400.

Con solo ver la tabla No 8 (Apéndice) se notará que no es probable que la desviación standard del limite de resistencia a la fatiga de aceros exceda de 8%. De hecho, los datos presentados tambien muestran desviaciones standares menores que 8%. Esto significa que para obtener el límite de resistencia a la fatiga correspondiente a una confiabilidad especifica R, sólo hay que restar cierto número de desviaciones standares del limite medio de resistencia a la fatiga. Por lo tanto, el factor de confiabilidad kc es:

$$kc = 1 - 0{,}08 * Zr \qquad (3)$$

La tabla 3 presenta la variable standarizada Zr, correspondiente a las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño, junto con el respectivo factor de confiabilidad kc, calculado a partir de la ecuación 3.

Tabla 5-2 FACTORES DE CONFIABILIDAD k_c CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACION ESTANDAR DE 8% DEL LIMITE DE FATIGA

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_R	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

Tabla No 3

Efectos de Temperatura.

Como factor de temperatura para los aceros se usa el valor (para temperaturas en grados Fahrenheit):

$$kd = \frac{620}{460 + T} \qquad (4)$$

Cuando $T \leq 160°F$; de otra manera, se considera que: $kd = 1$.

Efectos diversos.

Uno de los motivos para emplear ke es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga, debida a todos los otros efectos; sin embargo, la verdadera razón de usarlo es que sirve como recordatorio de que deben considerarse dichos efectos, pues no se dispone de valores reales de ke.

Como efectos diversos podemos tomar en cuenta la corrosión, ya que al ataque o picadura de la superficie a causa del material corrosivo, la pieza sufre una disminución en su resistencia a la fatiga. Igual cosa podemos decir de los revestimientos metálicos, recubrimientos -como el cromado, niquelado o el cadmizado- reducen el límite de fatiga hasta en 35% . En algunos casos, la reducción de aquel, por efecto del revestimiento, ha llegado a ser tan grave, que resultó necesario eliminar el proceso de recubrimiento.

Si no se dice otra cosa, es aconsejable tomar valores de ke entre 1,00 - 0,9 , especialmente para piezas sometidas a esfuerzos de flexión.

Siendo así, tenemos los siguientes resultados:

$Se' = 0,5 * Sut$

donde $Sut = 70.000$ lb/pulg²

$Se' = 35.000$ lb/pulg²

ka = 1

kb = 0,75

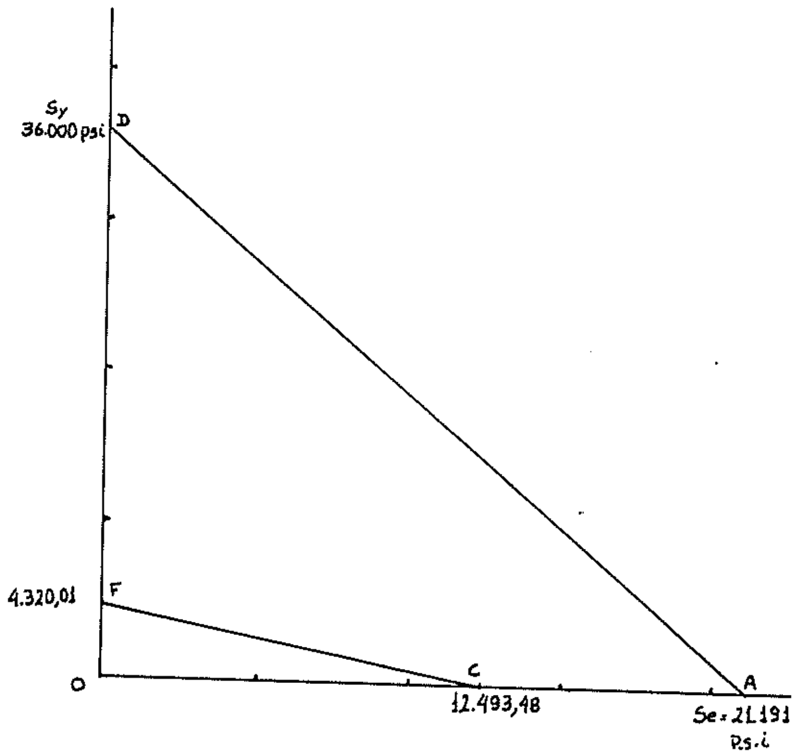
kc = 0,897 para una confiabilidad de 90%

kd = 1

ke = 0,9

Entonces:

$Se = 21.191,63$ lb/pulg²



Relacion de

$$\frac{OC}{OA} \quad o \quad \frac{OF}{OD}$$

0,5

Relación entre esfuerzos estáticos y alternativos

Figura 4.4

Analicemos ahora los resultados haciendo uso del Diagrama de Goodman modificado, que es un grafico parecido al anterior, ya que en el eje de las ordenadas están ubicados los esfuerzos alternativos y es donde se determina el Limite de Resistencia a la Fatiga; mientras que en el de las abcisas se ubican los

147

esfuerzos estáticos.

La Linea de Goodman modificada es la que une el Limite de Resistencia a la Fatiga con el esfuerzo último de tensión, los puntos de falla se ubicarán sobre la Linea de Goodman; mientras que bajo ella, los puntos en los que no es posible una falla con su Factor de Seguridad correspondiente.

Para tener un criterio bien formado de esta situación obtengamos el Factor de Seguridad resultante de los esfuerzos estáticos frente al Esfuerzo de Fluencia y de los Esfuerzos Alternativos Resultantes frente al límite de fatiga correspondiente.

Para el efecto hacemos uso de la siguiente fórmula [3]

$$\frac{1}{FS} = \frac{\text{Esf. estático result.}}{Sy} + \frac{\text{Esf. alternativo result.}}{Se} \qquad (5)$$

$$FS = 1,40$$

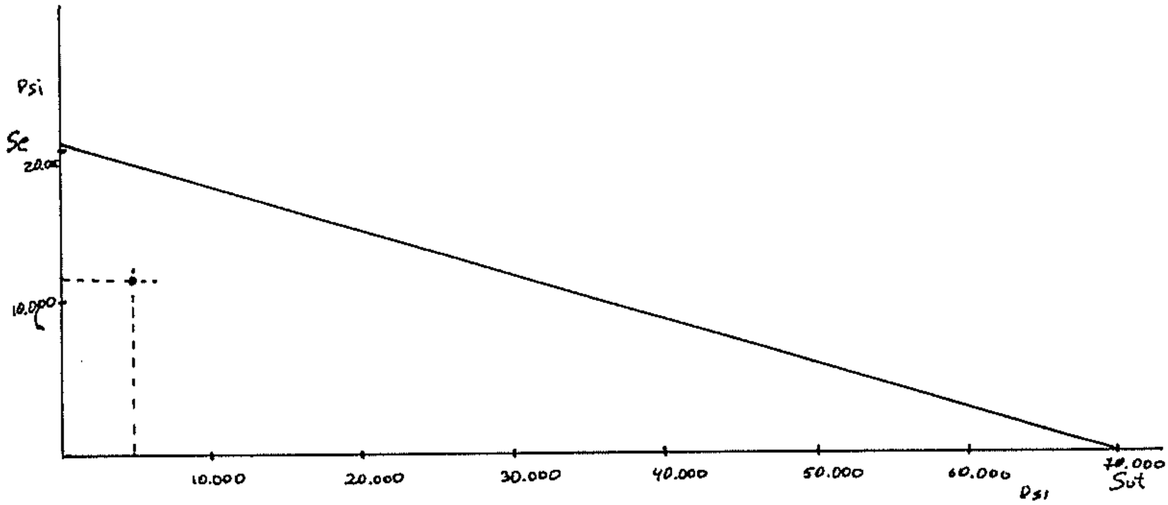
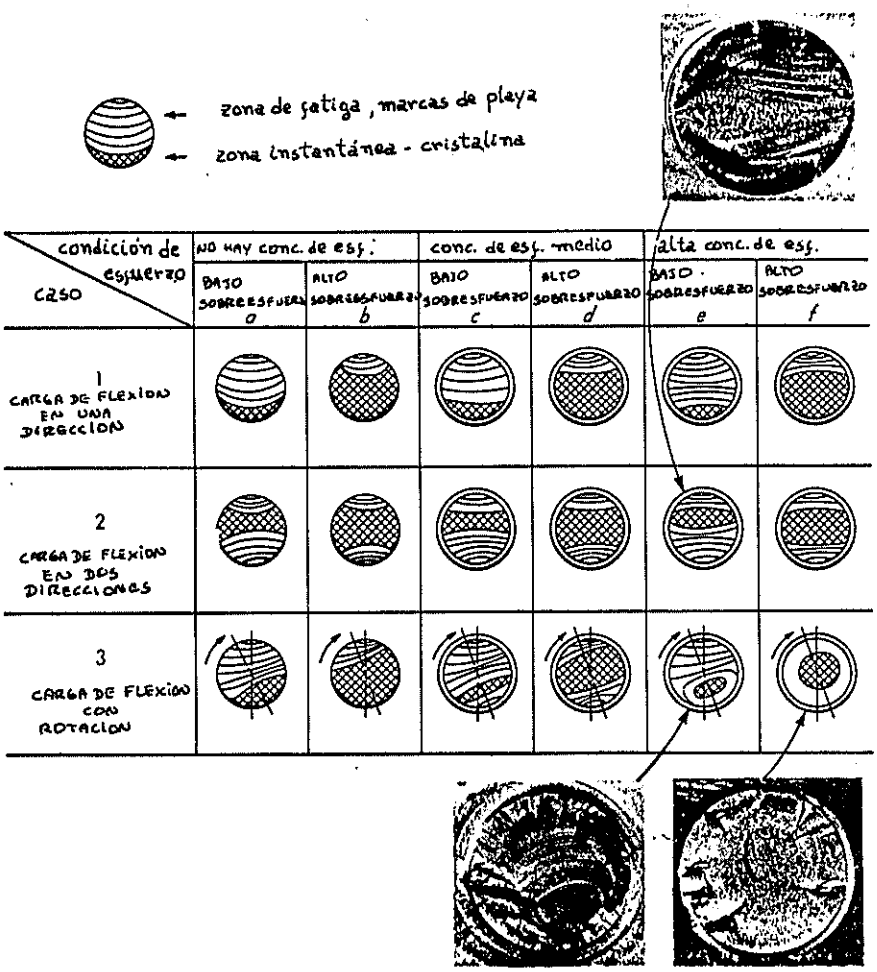


Diagrama de Goodman Modificado

Figura 4.5

4.3.- ANALISIS DE LOS RESULTADOS.-

Al observar con detenimiento la seccion del eje donde ha ocurrido la fractura podemos darnos cuenta de las MARCAS DE PLAYA, muy caracteristicas cuando se trata de fallas por fatiga. A continuación presentamos un gráfico que muestra distintas secciones de ejes malogrados y los tipos de carga que provocaron la ruptura, nuestro caso es comparable con: 3e



Casos característicos de falla de fatiga en ejes.

Figura 4.6

Esta falla por fatiga se debe, en especial, a la acción de esfuerzos de vibración lateral , prueba de ello es la dirección del plano de corte con relación al eje neutro del eje propulsor (forman un ángulo de 90°); es decir, han predominado esfuerzos axiales. (Cuando el ángulo formado es de 45°, el predominio es de los esfuerzos vibratorios torsionales).

Especial atención merece el Factor de Concentración de esfuerzos; ya que al momento en que se produce resonancia en vibración lateral, producto de la igualdad entre la frecuencia exitativa de la hélice y la frecuencia natural del sistema, el daño empieza en las zonas de mayor concentración de esfuerzos, justo en los extremos de las camisas de bronce, donde el radio de curvatura es pequeño (≈0,03") dando origen a factores altos : 4,00 para análisis longitudinal y 3,00 para torsional.

Finalmente al analizar el factor de seguridad del sistema en las condiciones de trabajo ya establecidas, este resulta pequeño, producto de la influencia del esfuerzo en vibración lateral en el esfuerzo alternativo resultante. UN VALOR RECOMENDADO PARA EL FACTOR DE SEGURIDAD ES DE 2,00 QUE AL SER COMPARADO CON EL 1,40 OBTENIDO EN EL CASO ANALIZADO NOS PERMITE CONCLUIR QUE PROBABLEMENTE LOS PROBLEMAS DADOS SE DEBEN A EXCESIVO ESFUERZO AXIAL VIBRATORIO.

CAPITULO 5

MODIFICACIONES RECOMENDADAS EN EL SISTEMA PROPULSOR

5.1.- RECOMENDACIONES

Luego de haber obtenido los resultados de este estudio, se estima que las recomendaciones mas idoneas para evitar el daño de los ejes son las siguientes:

1) Evitar la concentracion de esfuerzos en los extremos de las camisas de bronce, adoptando un radio de curvatura aceptable, que puede ser 0,2 pulg.. Con este valor, el Factor de concentracion de esfuerzos en flexión será: Kb = 1,95 y en torsión Kt = 1,4.

2) Prolongar lo más posible, la longitud de la camisa popel del eje hacia la helice; para disminuir la longitud efectiva (0,31m) del eje en cantilibrio y reducir así el esfuerzo en vibración lateral y por ende, el esfuerzo alternativo resultante.

Una buena alternativa es encamisar el eje de cola a lo largo del túnel, aumentando así, el diámetro del mismo.

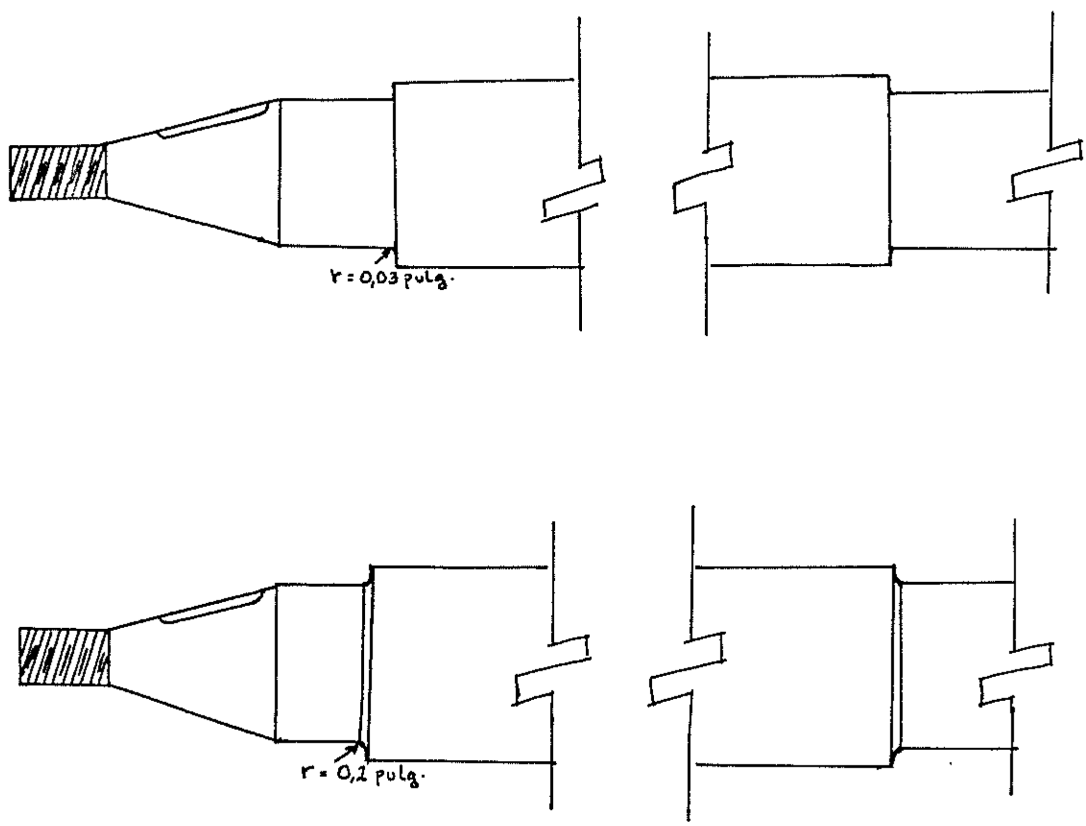
3) Otra posible recomendación es seleccionar para este tipo de embarcación, helices con el número de palas incrementado, pueden ser cinco. De esta manera en una posible condicion resonante en vibración lateral, la velocidad critica del motor disminuirá, encontrándose el sistema propulsor fuera de peligro ante una falla que le ocasione un daño permanente.

En este caso la velocidad critica del motor sería 1500 rpm.

4) No se hace mención de un acople flexible (amortiguador de vibraciones) en la línea de eje, usado para evitar problemas de vibración torsional, ya que en primer lugar, dicho tipo de vibración no incide mayormente en los resultados obtenidos; además lugar, porque en la unión entre el reductor y el motor principal existen, en este tipo de motor, 32 cauchos o acoples que contribuyen a disminuir los efectos de la vibracion torsional.

5.2.-DESCRIPCION DEL SISTEMA PROPULSOR MODIFICADO

En base a las recomendaciones presentadas en el subcapítulo anterior, a continuación se presenta un esquema de los cambios propuestos para el sistema propulsor:



Sistema propulsor modificado

Figura 5.1

5.3.-ESFUERZOS RESULTANTES EN EL SISTEMA PROPULSOR MODIFICADO

Al recomendar el valor para el radio de curvatura en los extremos de la camisa de bronce en el eje, dicho valor influirá solamente en el esfuerzo alternativo resultante; y este a su vez en el factor de seguridad resultante.

Ordenando los datos:

$$r = 0{,}2 \quad \text{pulg.}$$
$$d = 4 \quad \text{pulg.}$$
$$D = 4{,}875 \text{ pulg.}$$

De la figura 3.35 obtenemos los siguientes valores de factor de concentración de esfuerzo, para flexión y torsión.

$$Kb = 1{,}95$$
$$Kt = 1{,}4$$

Aplicandolafórmula (3.32)tenemos el valor del esfuerzo alternativo resultante

$$Sar = 6.077,52 \text{ lb/pulg}^2$$

Posteriormente, mediante la fórmula (4.5) se calcula el nuevo Factor de Seguridad para el eje. Recuerdese que los Esfuerzos Estáticos y Vibratorios en sus valores bases no han sufrido alteración alguna.

$$\frac{1}{FS} = \frac{Ser}{Sy} + \frac{Sar}{Se}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{4.320,01}{36.000,00} + \frac{6.077,52}{21.191,63}$$

$$FS = 2,46$$

Este valor es superior al de 2 que es el que normalmente se recomienda en instalaciones marinas, de manera que se estima que se habrá superado el problema.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Durante este estudio se han tratado los esfuerzos estáticos , así como tambien se ha desarrollado un análisis de Fatiga del eje propulsor de los dos remolcadores en problema. Habiendo analizado los resultados, se han establecido las modificaciones recomendadas, que a criterio del autor, servirán para evitar en lo sucesivo dichas fallas.

Se considera que el orden en que se ha llevado esta Tesis, podrá servir como guia para estudios similares a realizarse posteriormente. Se puede adaptar a instalaciones propulsoras de embarcaciones de una helice y para cualquier tipo de motor de combustión interna: de dos o cuatro tiempos, de bielas enterizas o con cruceta, patin y corredera, de cilindros en "V" o en linea,etc.

Reiterando lo determinado en el Capitulo 4, la causa porla cual los ejes de los Remolcadores "Tonino" y "Tortugo" sufren fracturas, se debe a la acción de

Esfuerzos Vibratorios Laterales. Este efecto se ve acentuado por un Factor de Concentración de Esfuerzos en los extremos de las camisas de bronce del eje. Esto produce daños por Fatiga en forma progresiva. Prueba de ello son las Marcas de Playa que se presentan en la cara seccionada del eje, hasta llegar a un punto de ruptura inminente. Además recuerdese que la dirección de rotura es perpendicular al eje, como señal de que los esfuerzos axiales son los causantes del daño.

De las modificaciones recomendadas en el Capitulo 5, se estima que la más viable desde el punto de vista económico y de disponibilidad de tiempo, es la de establecer un radio de curvatura de aproximadamente 0,2 pulgadas en la discontinuidad de la sección del eje, en ambos extremos de la camisa (tanto en la de proa como en la de popa). En esta forma, disminuirá el Factor de Concentración de Esfuerzos y por lo tanto el Esfuerzo Alternativo Resultante. En caso de que el problema no pueda resolverse, será necesario cambiar el número de palas de la helice, evitando la condicion resonante en Vibración Lateral.

En forma experimental fueron tomados varios niveles de vibracion en el Remolcador "Tortugo", cuyos resultados no nos dieron una idea clara del asunto debido a que el transductor (acelerómetro) debió ser colocado en el sitio donde los esfuerzos son significativos, esto es, en las inmediaciones de las discontinuidades seccionales del eje en la camisa de popa. Sin embargo se tuvo que colocar el acelerómetro en el prensa estopa, debido a que no se posee un aparato que mida niveles de vibración en ejes que esten en rotación. Si a esto le añadimos el hecho que el motor diesel es una fuente poderosa de vibraciones, se explica el porque las lecturas no pudieron mostrar una comprobación de los cálculos aquí desarrollados.

Como resultado de las conclusiones vertidas en esta tesis, podemos decir que al investigar la causa de una rotura en un eje propulsor hay que considerar principalmente los siguientes aspectos:

-La dirección del plano de la rotura con respecto a la linea de eje (a 45°, 90°,etc.). Esto nos dará a conocer el tipo de esfuerzo que ha predominado en la ruptura del eje; como sabemos, a 45° han predominado esfuerzos de corte, mientras que a 90°de tipo axial.

-El sitio donde ocurre la rotura, con respecto al eje. Lo cual nos dará a conocer si es que los esfuerzos resultantes se verán o no acentuados por un factor de concentración de los mismos.

-Realizar una inspección visual en la cara seccionada del eje, lo que nos permitirá determinar si el material ha sufrido daño progresivo por Fatiga o la ruptura ha sido instantánea. En el primer caso se podrá observar las marcas de playa que son una especie de círculos concéntricos muy regulares, mientras que en el segundo caso se presenta una zona rugosa, áspera.

APENDICE

TABLA DE FRECUENCIA

Nm = 1.305,5 rpm   MODO No 1   we = 136,75rad/sg

1	2	3	4	5	6	7
Est.No	Inercia	Amp. rel β	Torque Inercial (E05)	Torque en el eje Σ(4) (E05)	Jβ²	Fac.Nom de esf. en el. eje.
	(Kgf-cm-Sg²)	(rad.)	(Kgf-cm)	(Kgf-cm)	(Kgf-cm-Sg²)	(Kgf/cm²)
1	2,52	1,000	0,471		2,52	
				0,471		160,30
2	2,52	0,996	0,469		2,50	
				0,94		320,60
3	2,52	0,988	0,466		2,46	
				1,41		480,90
4	2,52	0,977	0,460		2,405	
				1,87		637,80
5	2,52	0,962	0,453		2,33	
				2,32		791,27
6	2,52	0,943	0,444		2,24	
				2,76		941,33
7	21,00	0,920	3,612		17,77	
				6,37		2172,58
8	1,00	0,910	0,170		0,83	
				6,54		14286,41
9	11,00	-3,1826	-6,547		111,416	

TABLA No 4

TABLA DE FRECUENCIA

Nn = 6.305,1rpm MODO No 2 we = 660,27rad/sg

1	2	3	4	5	6	7
Est.No	Inercia	Amp. rel. β	Torque Inercial (E06)	Torque en el eje Σ(4) (E06)	Jβ²	Fac.Nom de esf. en el eje. (E06)
	(Kgf-cm·sg^2)	(rad)	(Kgf.cm)	(Kgf-cm)	(Kgf.cm.Sg^2)	(Kgf/cm^2)
1	2,52	1,000	1,10		2,52	
				1,10		3,75E-03
2	2,52	0,910	1,00		2,09	
				2,10		7,16E-03
3	2,52	0,738	0,81		1,37	
				2,91		9,92E-03
4	2,52	0,500	0,55		0,63	
				3,46		0,012
5	2,52	0,216	0,24		0,12	
				3,7		0,013
6	2,52	-0,087	-0,01		0,02	
				3,60		0,0123
7	21,00	-0,382	-3,50		3,06	
				0,102		3,58E-04
8	1,00	-0,384	-0,167		0,15	
				-0,065		1,36E-03
9	11,00	0,133	0,064		1,9E-03	

TABLA No 5

TABLA DE FRECUENCIA

Nn = 15.364,8rpm MODO No 3 We = 1.608,97rad/sg

1	2	3	4	5	6	7
Est.No	Inercia	Amp. rel. θ	Torque Inercial (E06)	Torque en el eje Σ(4) (E06)	Jθ²	Fac.Nom de esf. en el eje. (E06)
	(kgf-cm-Sg²)	(rad.)	(kgf-cm)	(kgf-cm)	(kgf-cm-Sg²)	(kgf/cm²)
1	2,52	1,000	6,52		2,52	
				6,52		0,022
2	2,52	0,465	3,04		0,55	
				9,56		0,033
3	2,52	-0,318	-2,08		0,26	
				7,48		0,026
4	2,52	-0,932	-6,08		2,19	
				1,40		4,8E-03
5	2,52	-1,047	-6,83		2,76	
				-5,43		0,019
6	2,52	-0,602	-3,93		0,91	
				-9,36		0,032
7	21,00	0,164	8,94		0,57	
				-0,42		1,43E-03
8	1,00	0,171	0,44		0,03	
				0,02		4,40E-04
9	11,00	-0,001	-0,028		1,1E-05	

TABLA No 6

Tabla A-14 AREAS BAJO LA CURVA DE DISTRIBUCION NORMAL ESTANDAR

$$A = \int_0^z \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-z^2/2}\, dz$$

z	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.0	0.0000	0.0040	0.0080	0.0120	0.0160	0.0199	0.0239	0.0279	0.0319	0.0359
0.1	0.0398	0.0438	0.0478	0.0517	0.0557	0.0596	0.0636	0.0675	0.0714	0.0754
0.2	0.0793	0.0832	0.0871	0.0910	0.0948	0.0987	0.1026	0.1064	0.1103	0.1141
0.3	0.1179	0.1217	0.1255	0.1293	0.1331	0.1368	0.1406	0.1443	0.1480	0.1517
0.4	0.1554	0.1591	0.1628	0.1664	0.1700	0.1736	0.1772	0.1808	0.1844	0.1879
0.5	0.1915	0.1950	0.1985	0.2019	0.2054	0.2088	0.2123	0.2157	0.2190	0.2224
0.6	0.2258	0.2291	0.2324	0.2357	0.2389	0.2422	0.2454	0.2486	0.2518	0.2549
0.7	0.2580	0.2612	0.2642	0.2673	0.2704	0.2734	0.2764	0.2794	0.2823	0.2852
0.8	0.2881	0.2910	0.2939	0.2967	0.2996	0.3023	0.3051	0.3078	0.3106	0.3133
0.9	0.3159	0.3186	0.3212	0.3238	0.3264	0.3289	0.3315	0.3340	0.3365	0.3389
1.0	0.3413	0.3438	0.3461	0.3485	0.3508	0.3531	0.3554	0.3577	0.3599	0.3621
1.1	0.3643	0.3665	0.3686	0.3708	0.3729	0.3749	0.3770	0.3790	0.3810	0.3830
1.2	0.3849	0.3869	0.3888	0.3907	0.3925	0.3944	0.3962	0.3980	0.3997	0.4015
1.3	0.4032	0.4049	0.4066	0.4082	0.4099	0.4115	0.4131	0.4147	0.4162	0.4177
1.4	0.4192	0.4207	0.4222	0.4236	0.4251	0.4265	0.4279	0.4292	0.4306	0.4319
1.5	0.4332	0.4345	0.4357	0.4370	0.4382	0.4394	0.4406	0.4418	0.4429	0.4441
1.6	0.4452	0.4463	0.4474	0.4484	0.4495	0.4506	0.4515	0.4525	0.4535	0.4545
1.7	0.4554	0.4564	0.4573	0.4582	0.4591	0.4599	0.4608	0.4616	0.4625	0.4633
1.8	0.4641	0.4649	0.4656	0.4664	0.4671	0.4678	0.4686	0.4693	0.4699	0.4706
1.9	0.4713	0.4719	0.4726	0.4732	0.4738	0.4744	0.4750	0.4756	0.4761	0.4767
2.0	0.4772	0.4778	0.4783	0.4788	0.4793	0.4798	0.4803	0.4808	0.4812	0.4817
2.1	0.4821	0.4826	0.4830	0.4834	0.4838	0.4842	0.4846	0.4850	0.4854	0.4857
2.2	0.4861	0.4864	0.4868	0.4871	0.4875	0.4878	0.4881	0.4884	0.4887	0.4890
2.3	0.4893	0.4896	0.4898	0.4901	0.4904	0.4906	0.4909	0.4911	0.4913	0.4916
2.4	0.4918	0.4920	0.4922	0.4925	0.4927	0.4929	0.4931	0.4932	0.4934	0.4936
2.5	0.4938	0.4940	0.4941	0.4943	0.4945	0.4946	0.4948	0.4949	0.4951	0.4952
2.6	0.4953	0.4955	0.4956	0.4957	0.4959	0.4960	0.4961	0.4962	0.4963	0.4964
2.7	0.4965	0.4966	0.4967	0.4968	0.4969	0.4970	0.4971	0.4972	0.4973	0.4974
2.8	0.4974	0.4975	0.4976	0.4977	0.4977	0.4978	0.4979	0.4979	0.4980	0.4981
2.9	0.4981	0.4982	0.4982	0.4983	0.4984	0.4984	0.4985	0.4985	0.4986	0.4986
3.0	0.4987	0.4987	0.4987	0.4988	0.4988	0.4989	0.4989	0.4989	0.4990	0.4990
3.1	0.4990	0.4991	0.4991	0.4991	0.4992	0.4992	0.4992	0.4992	0.4993	0.4993
3.2	0.4993	0.4993	0.4994	0.4994	0.4994	0.4994	0.4994	0.4995	0.4995	0.4995
3.3	0.4995	0.4995	0.4995	0.4996	0.4996	0.4996	0.4996	0.4996	0.4996	0.4997
3.4	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4997	0.4998
3.5	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998	0.4998
3.6	0.4998	0.4998	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999
3.7	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999
3.8	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999	0.4999
3.9	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000

TABLA No 7

Tabla 5-1 DESVIACIONES ESTANDARES DEL LIMITE DE FATIGA*

Material † UNS No.	Resistencia a la tensión MPa	Resistencia a la tensión kip/plg²	Límite de fatiga MPa	Límite de fatiga kip/plg²	Desviación estándar kip/plg²	Desviación estándar %
[illegible], acero	965	140	489	71	3.5	4.9
	1310	190	586	85	6.7	7.8
	1580	230	620	90	5.3	5.9
	1790	260	668	97	6.3	6.5
[illegible], acero	2070	300	689	100	4.4	4.4
[illegible], alcación de titanio, serie,	1000	145	579	84	5.4	6.4
[illegible], alcación do aluminio	524	76	186	27	1.6	6.0
[illegible], bronce de aluminio	806	117	331	48	4.5	9.4
[illegible], cobre berilio	1210	175	248	36	2.7	7.5

TABLA No 8

```
      PROGRAMA HOLZER   ANALISIS DE VIBRACION TORSIONAL

      PROGRAMADO POR  MATILDE CASTANEDA Y MARIO ROMAN
      FEBRERO / 1986

      ESTE PROGRAMA CALCULA LAS FRECUENCIAS NATURALES Y MODOS DE
      VIBRACION DE UN SISTEMA CON INERCIAS  (O MASAS) EN  LINEA.
      PARA ELLO EMPLEA EL  METODO DE HOLZER QUE PRESENTA  UNA E-
      CUACION RECURSIVA PARA CALCULAR EL MODO DE VIBRACION, Y U-
      NA ECUACION DE CHEQUEO PARA DETERMINAR SI LA FRECUENCIA A-
      SUMIDA ES UNA FRECUENCIA NATURAL.

      REAL*8 IW,RES2,AB,W
      REAL JI(20),KI(20),JIW,IW1
      DIMENSION AI(20),AMODO(10,20),WNAT(20)

      VARIABLES UTILIZADAS
      NDATOS  NUMERO DE INERCIAS (DISCOS) DEL SISTEMA
      JI(I)  INERCIA POLAR
      WMAX  MAXIMA FRECUENCIA DE PRUEBA
      KI(I)  RIGIDEZ TORSIONAL

      LECTURA DE DATOS
      READ(2,*)NDATOS
      READ(2,*)(JI(I),I=1,NDATOS)
      READ(2,*)WMAX
      READ(2,*)(KI(I),I=1,NDATOS-1)
      WRITE(6,300)
  300 FORMAT('     PROGRAMA HOLZER  ANALISIS DE VIBRACION TORSIONAL',//,
     *'            DATOS DE ENTRADA',//)
      WRITE(6,305)
  305 FORMAT('    INERCIAS',/)
      WRITE(6,310)(I,JI(I),I=1,NDATOS)
  310 FORMAT(I3,2X,E10.3)
      WRITE(6,315)
  315 FORMAT(//,'    RIGIDECES',/)
      WRITE(6,320)(I,KI(I),I=1,NDATOS-1)
  320 FORMAT(I3,2X,E10.3)
      WRITE(6,330)WMAX
  330 FORMAT(//,'MAXIMA FRECUENCIA ASUMIDA   ',F10.2,//)
      NCON = 0
      ICON = 0
      W = 0.1
      IW1 = 10.00
      IW = IW1
   55 SUM1 = 0.0
      AI(1) = 1.00
      ICON = ICON + 1
      CALCULO DE LOS DEFORMACIONES
      DO 100 I = 1 , NDATOS-1
      JIW = JI(I)*W*W
      PROD1=JIW*AI(I)
      SUM1 = SUM1 + PROD1
      SUM2 = SUM1 / KI(I)
      AI(I+1) = AI(I) - SUM2
  100 CONTINUE
      JIW = JI(I) * W * W
      PROD1 = JIW * AI(NDATOS)
      SUM1 = SUM1 + PROD1
      WRITE(1,*)ICON,W,IW,SUM1
```

```
      RES1 = RES2
      RES2 = SUM1
      IF ( ICON.EQ.1 ) GO TO 200
      IF ( RES1*RES2.GT.0.0) GO TO 200
      IW = IW / 2.
      IF (IW.LT.0.0001) GO TO 1000
      AB = ABS(RES2)
      IF (AB.LT.0.001) GO TO 1000
      W = W - IW
      RES2 = RES1
      GO TO 500
 200  W = W + IW
 500  IF (W.LT.WMAX) GO TO 55
      GO TO 10000

      IMPRESION DE RESULTADOS
 000  NCON = NCON + 1
      WNAT(NCON) = W
      WRITE(6,510)NCON,W
 510  FORMAT(//,'  MODO ',I1,5X,'FREC. NATURAL  ',F10.2,' RAD/SEG',/)
      DO 250 I = 1 , NDATOS
      WRITE(6,260)I,AI(I)
 260  FORMAT(2X,I2,2X,F10.5)
 250  CONTINUE
      IW = IW1
      GO TO 200
 000  STOP
      END
```

PROGRAMA HOLZER ANALISIS DE VIBRACION TORSIONAL

DATOS DE ENTRADA

INERCIAS

1	0.252E-01
2	0.252E-01
3	0.252E-01
4	0.252E-01
5	0.252E-01
6	0.252E-01
7	0.210E+00
8	0.100E-01
9	0.110E+00

RIGIDECES

1	0.122E+06
2	0.122E+06
3	0.122E+06
4	0.122E+06
5	0.122E+06
6	0.122E+06
7	0.610E+06
8	0.160E+04

MAXIMA FRECUENCIA ASUMIDA 3000.00

MODO 1 FREC. NATURAL 136.75 RAD/SEG

1	1.00000
2	0.99614
3	0.98843
4	0.97690
5	0.96159
6	0.94258
7	0.91992
8	0.90946
9	-3.18254

MODO 2 FREC. NATURAL 136.76 RAD/SEG

1	1.00000
2	0.99614
3	0.98843
4	0.97690
5	0.96159
6	0.94258
7	0.91992
8	0.90946
9	-3.18265

MODO 3 FREC. NATURAL 660.27 RAD/SEG

1	1.00000
2	0.90995
3	0.73796
4	0.49951
5	0.21608
6	-0.08680
7	-0.38187
8	-0.38357
9	0.01325

MODO 4 FREC. NATURAL 1608.97 RAD/SEG

1	1.00000
2	0.46526
3	-0.31826
4	-0.93161
5	-1.04678
6	-0.60221
7	0.16439
8	0.17120
9	-0.00100

MODO 5 FREC. NATURAL 2523.78 RAD/SEG

1	1.00000
2	-0.31565
3	-1.21602
4	-0.51652
5	0.86254
6	1.10679
7	-0.10511
8	-0.11701
9	0.00072

BIBLIOGRAFIA

1.) AMERICAN BUREAU OF SHIPPING.:"Reglas para la construcción y clasificacion para buques de acero de eslora inferior a 61 metros 1973, Barqueño-Bordadores, Madrid 1975

2.) BULLETIN OF JAPAN SOCIETY OF MARINE ENGINEERS, Volumen 3, New York, 1975

3.) BUREAU OF SHIPS.:Propulsion Shafting, Department of the Navy, U.S.A., 1960.

4.) DETROIT DIESEL.: Catálogo de motores General Motors 12 V 71.

5.) GIECK KURT.: Manual de fórmulas tecnicas,Representacion y Servicios de Ingenieria, Mexico, 1981.

6.) HARRINGTON ROY.: Marine Engineering, Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Maritimos, New York, 1971.

7.) HARTOG DEN.: Mechanical Vibrations. Mc Graw Hill, U.S.A 1956.

8.) JUVINALL ROBERT.: Fundamentals of Machine Component Design, John Wiley & Sons, U.S.A 1983.

9.) JUVINALL ROBERT.: Stress, Strain and Strength. Mc Graw Hill, New York, 1967.

10.) MARIN L. JOSE.: Análisis vibratorio del sistema propulsor de un barco Arrastrero, Proyecto de Optimiza ción de Embarcaciones Pesqueras, Facultad de Ingeniería Marítima y ciencias del Mar, ESPOL, Guayaquil, 1985.

11.) MARIN L. JOSE.: Metodologia para determinar problemas vibracionales en buques pesqueros, Tesis de grado, ESPOL Guayaquil, 1982.

12.) MARX.: Manual del Ingeniero Mecánico, A.S.T.M. Standars Part 1, U.S.A.,1958.

13.) MIRANDA PEDRO.: Construcción y manejo de los Motores Diesel, Ed. Gustavo Gili, España, 1977.

14.) MORENO A. VICENTE.: Motores de Combustion Interna tomo

II, E.T.S.I.N., Madrid.

15.) PANAGOPOLUS EUGENE.: Notas acerca de: Cálculo de Vibraciones Axial, Torsional y Lateral en ejes Propulsores, S.N.A.M.E., New york, 1950.

16.) PARSONS MICHAEL.: Notas informales acerca de : Marine Propulsion Plant Vibration, Departamento de Arquitectura Naval e Ingeniería Marítima Universidad de Michigan, Ann Arbor, 1983.

17.) SHIGLEY JOSEPH E.: Diseño de Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, U.S.A., 1977.

18.) SINGER FERDINAND Y PYTEL ANDREW.: Resistencia de Materiales, Tercera Edición, Harla , Mexico,1982.

19.) STIOPIN P.A..: Resistencia de Materiales, Ed. M.I.R., Moscú, 1976.

20.) THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS.: Longitudinal Stiffness of Main Thrust Bearing Foundations Sname & Marine Engineers, New york, 1972.

21.) TSE FRANCIS, MORSE IVAN and HINCKLE ROLLAND.: Mechanical

Vibrations Second Edition, Allyn & Bacon, Boston, 1978.

22.) TWIN DISK.: Catálogo 319-R-10 de Transmisiones Marinas desde 203 hasta 584 HP, Wisconsin, U.S.A.

* S.N.A.M.E : The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

ESPOL : Escuela Superior Politecnica del Litoral.

E.T.S.I.N. Escuela tecnica Superior de Ingeniería Naval.