



D-19319

620.3
MER
e.2



Escuela Superior Politécnica del Litoral
FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS DE
LA PRODUCCION



“ Analisis Teórico Experimental de las
Vibraciones del Mastil de la Corbeta
(Clase Esmeraldas) de la
Armada Nacional“

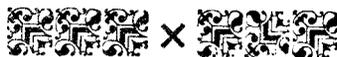
TESIS DE GRADO

Previa la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

MAC ABELARDO MERA CÁRDENAS



Guayaquil - Ecuador

Año - 1997

AGRADECIMIENTO

hg. Eduardo Orces Pareja, Director de
Tesis, por **su ayuda** y colaboración
para la realización de éste trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

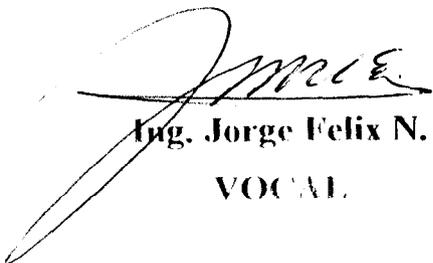
A MI ESPOSA

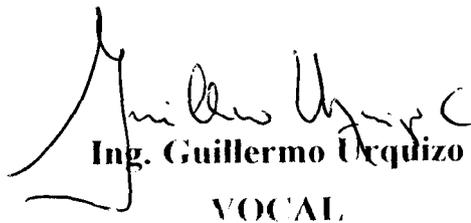
AMIS HIJOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira
DECANO DE LA FIM


Ing. Eduardo Orces Pareja
DIRECTOR DE TESIS


Ing. Jorge Felix N.
VOCAL


Ing. Guillermo Urquiza
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

“ La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL “.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Mac Mera Cárdenas', is written over a horizontal dotted line.

Mac Mera Cárdenas.

RESUMEN

En Agosto de 1996, La Dirección de Ingeniería Naval de la Armada Nacional planteó el problema de Vibraciones del Mástil de la Corbeta Esmeraldas. Las vibraciones se habían presentado desde la **llegada** de la Unidad al Ecuador agravándose más aún debido a modificaciones que había sufrido el mástil al agregársele una antena mas en la parte superior.

El presente trabajo tiene como objetivos fundamentales determinar las causas de las vibraciones **pára** así presentar una solución que reduzca los efectos causados por las mismas; para ello, el estudio se **ha** dividido **básicamente** en tres fases :

Durante la primera fase se realizará el **análisis modal** de la estructura. Siendo la estructura compleja y compuesta por varios tipos **de elementos**, se utilizará el método por elementos finitos para la determinación de las **frecuencias** naturales de la misma.

La segunda fase comprende las mediciones **de las vibraciones** de la estructura; mediciones que se realizarán cuando la unidad **esté** navegando. Al determinar experimentalmente las frecuencias de oscilación, **estas** se las podrá comparar con las frecuencias obtenidas teóricamente y con las posibles **fuentes** de vibración a bordo del buque.

Finalmente, se presentará una solución tendiente a disminuir en lo posible las vibraciones; para ello, se analizarán varios modelos, modificando el actual y que será recomendado como alternativa de diseño.

INDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN	I
INDICE GENERAL	II
SIMBOLOGÍA	V
INDICE DE FIGURAS	VI
INDICE DE TABLAS	VII
INTRODUCCION	1
I.- CONCEPTOS DE ANALISIS DINAMICO DE ESTRUCTURAS..	3
1.1. Frecuencias y Modos naturales de Vibración de estructuras	3
1.2. Vibración de sistemas de un grado de libertad..	5
1.2.1 Vibración libre.....	5
1.2.2 Vibración forzada.	9
1.3. Vibración de sistemas de dos o mas grados de libertad.....	11
1.3.1 Vibración libre.....	12
1.3.2 Vibración forzada..	17
II.- ANALISIS DINÁMICO UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS..	20
2.1 Introducción al Método por Elementos Finitos..	20
2.2 Las Ecuaciones de Movimiento.....	23
2.3 El Análisis Modal	24

2.3.1 Definición24

2.3.2 Consideraciones prácticas26

III.- MODELAJE DE LA ESTRUCTURA USANDO EL PROGRAMA

ALGOR[®] 29

3.1. Descripción de Algor Software[®] 29

3.2. Descripción de la Estructura a Analizar.. 29

3.3. Consideraciones de Modelaje. 34

3.4. Descripción del procedimiento de Modelaje 35

3.4.1 Definición de elementos y propiedades.. 36

3.4.2 Aplicación de cargas y condiciones de Borde.. 39

3.5 Obtención de frecuencias Naturales y Modos.. 39

3.6 Interpretación de resultados obtenidos..40

IV.- MEDICION DE LAS VIBRACIONES..... 44

4.1 Medidores de vibraciones.....44

4.1.1 Medidores de Vibración Total.. 44

4.1.2 Analizadores de Vibraciones.. 45

4.2 Selección del Medidor de vibraciones..... 49

4.3 Procedimiento para la toma de Mediciones..... 51

4.4 Resultados Obtenidos.....53

4.5. Análisis de los resultados experimentales55

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 56

APENDICES

BIBLIOGRAFIA

SIMBOLOGIA

E :	Modulo de Young.
I :	Momento de Inercia.
L :	Longitud.
m :	masa
k :	Modulo de rigidez.
$y(t)$:	Desplazamiento en función del tiempo.
$\dot{y}(t)$:	Velocidad.
$\ddot{y}(t)$:	Aceleración.
ω :	Frecuencia circular natural
f :	Frecuencia Natural
r :	Razón entre la frecuencia de la Fuerza externa y la frecuencia natural del sistema.
ω_e :	Frecuencia de la Fuerza de excitación.
ϕ	Forma modal.
S :	Modulo de Sección.
A :	Area transversal.

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Esquematación de la vibración de una estructura	3
Figura 1.2	Sistema de un grado de libertad.....	6
Figura 1.3	Respuesta a la vibración libre no amortiguada de un sistema de un grado de libertad.....	6
Figura 1.4	Diagrama de cuerpo libre de un sistema de un grado de libertad.....	7
Figura 1.5	Sistema de vibración forzada de un grado de libertad...	10
Figura 1.6	Sistemas de dos grados de libertad	12
Figura 1.7	Diagrama de cuerpo libre de sistema de dos grados de libertad	13
Figura 1.8	Sistema de dos grados de libertad sometido a vibración forzada.....	17
Figura 3.1	Subsistemas y programas de Algor.....	30
Figura 3.2	Disposición de la estructura.....	33
Figura 3.3	Sopores del Tubo.....	34
Figura 3.4	Elemento de Viga tri-dimensional.....	37
Figura 3.5	Elemento de placa y sus grados de libertad	38
Figura 4.1	Sensor de aproximación	46
Figura 4.2	Sensor de Velocidad	47
Figura 4.3	Acelerómetros.....	48
Figura 4.4	Equipo IRD MOD 838	51

Figura 4.5 Puntos tic Medición..... 52

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1	Frecuencias y modos naturales	36
Tabla 4.1	Mediciones obtenidas a 280 R.P.M.	49
Tabla 4.2	Mediciones a 350 RPM	50

Finalmente se presentan las recomendaciones que incluyen las modificaciones a la estructura obtenidas de las conclusiones a las que se llegó de la comparación entre los valores obtenidos teórica y experimentalmente.

CAPITULO I

CONCEPTOS DE ANALISIS DINAMICO DE ESTRUCTURAS

I.- CONCEPTOS DE ANÁLISIS DINÁMICOS DE ESTRUCTURAS

1.1. Frecuencias y Modos Naturales de Vibración de estructuras.

La vibración de sistemas tanto estructurales como mecánicos puede ser indeseable o deliberada. Las vibraciones indeseables que pueden afectar adversamente la operación de sistemas estructurales pueden ser cargas dinámicas inducidas tales como de tipo sísmico, viento y excitaciones de partes móviles de maquinaria; pero, cualquiera que sea el tipo de excitación de la estructura o de la máquina, la respuesta de un sistema a estas cargas externas, depende básicamente de (fig. 1.1)

- Las características dinámicas de la estructura; y
- Fuerzas dinámicas excitadoras.

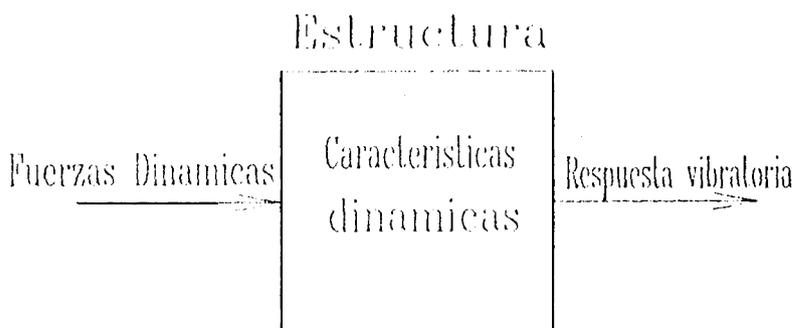


Fig. 1.1 Esquematización de la vibración de una estructura.

En lo que a características dinámicas del sistema se refiere, éstas están determinadas por la distribución de las masas, las rigideces y los amortiguamientos de los materiales y piezas que las constituyen. A su vez, las masas y la rigideces del sistema determinan su *Frecuencia Natural*, esto es, el número de oscilaciones por segundo en la que se moverá el sistema sin considerar Fuerzas dinámicas actuantes. La frecuencia natural, como se verá y se deducirá en las siguientes secciones, constituye el parámetro más importante de la respuesta dinámica de un sistema; ahora bien, a una frecuencia natural, un sistema vibratorio se mueve de un *modo principal* o *modo natural*. Un modo natural constituye así un estado de vibración de una estructura, en el cual, las fuerzas de deformación elástica - inducidas por las fuerzas dinámicas externas - son compensadas exactamente por las fuerzas de Inercia originadas por el movimiento de las masas. Esta compensación mutua, por lo general poco amortiguada, resultará en grandes amplitudes vibratorias, estado al que se conoce como *resonancia*.

Todas las máquinas y estructuras poseen infinidad de modos, 1º, 2º, 3º... , dependiendo del número de grados de libertad - coordenadas usadas para describir el movimiento - las cuales describen una manera particular de movimiento.

Las fuerzas dinámicas excitadoras, variantes con el tiempo, dependen básicamente de su frecuencia de aplicación; Esta, por lo general difícilmente

medible, puede ser descrita mediante el análisis de la respuesta vibratoria debido a que la frecuencia de la respuesta es idéntica a la de las Fuerza dinámicas.

1.2. Vibración de sistemas de un grado de libertad.

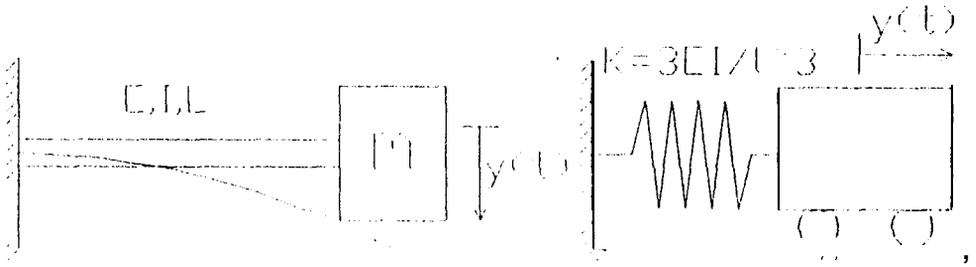
Un sistema con un grado de libertad es el caso más simple a analizar, ya que se necesita solamente de una coordenada para describir el movimiento del sistema.

La vibración de algunos sistemas reales pueden ser modelados de ésta manera debido ya sea a su simplicidad (por ej., un péndulo), o debido a que vibra principalmente en una sola dirección; así mismo sistemas complicados pueden ser simplificados a modelos de un grado de libertad cuando se necesite llevar a cabo el análisis de un modo particular de vibración. A continuación se analizarán sistemas de un grado de libertad en vibración libre y forzada como preámbulo hacia sistemas más complicados.

1.2.1 Vibración libre.

La vibración libre ocurre cuando un sistema se desplaza desde su posición estática, permitiéndose desde allí su libre oscilación. En vibración libre, el sistema oscila a sus frecuencias naturales, cuyas características dinámicas se especifican por sus propiedades de inercia y rigidez. Las frecuencias naturales se calculan mediante el análisis modal.

Para empezar el estudio dinámico de estructuras, a continuación se analizará un sistema simple: una viga en voladizo de sección transversal uniforme con una masa concentrada en su extremo, tal como lo muestra la fig. 1.2



a) Viga en voladizo

b) Sistema equivalente.

fig. 1.2 Sistema de un grado de libertad

Si se desplaza el sistema de la figura 1 una distancia Y_0 y luego se la libera, la masa empezará a oscilar con una amplitud de respuesta constante, tal como se muestra en la figura 1.3.

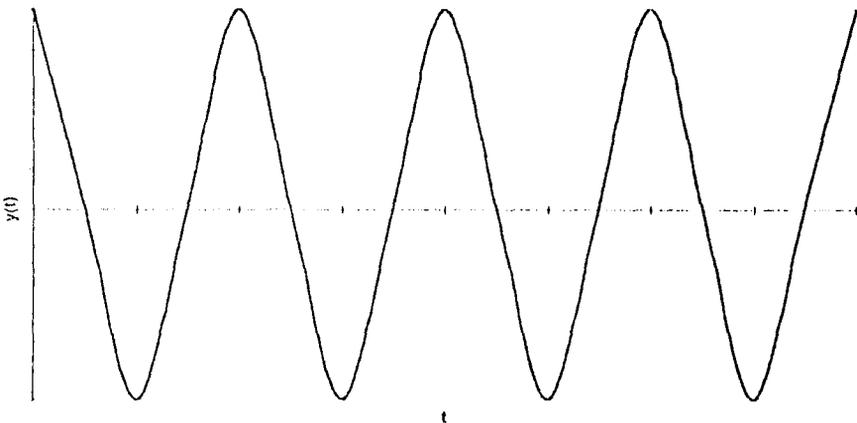


Fig. 1.3. Respuesta a la vibración libre no amortiguada de un sistema de 1 grado de libertad.

Debido a que no hay fuerzas actuando sobre la masa, ésta oscila bajo los efectos de las condiciones iniciales, esto es de desplazamiento Y_0 y velocidad inicial V , en el tiempo $t = t_0$.

De acuerdo a la II ley de Newton, la fuerza $F_s(t)$ que ejerce el resorte sobre la masa debe ser igual a la masa por la aceleración del sistema, fig. 1.4.

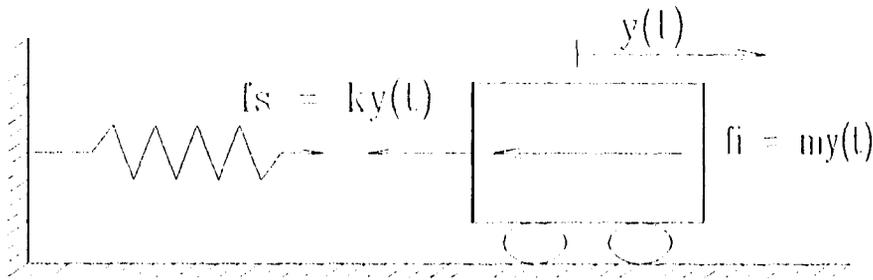


fig. 1. 4. Diagrama de cuerpo libre de un sistema de un grado de libertad.

$$k*y(t) = -m*\ddot{y}(t) \quad \text{ec. 1.2.1}$$

Al equilibrio entre las Fuerzas de Inercia y todas las otras fuerzas actuantes sobre el sistema se lo conoce como el “ principio de D’Alembert “ aplicable a cualquier sistema lineal y que puede ser expresado como:

$$m*\ddot{y}(t) + k*y(t) = 0 \quad \text{CC. 1.2.2}$$

Una solución para la ecuación 1.2.2 es:

$$y(t) = A*\cos(\omega t) \quad \text{CC. 1.2.3}$$

Reemplazando 1.2.3 en la ecuación 1.2.2 se obtiene:

$$(-m\omega^2 + k) A\cos(\omega t) = 0 \quad \text{ec. 1.2.4}$$

Para obtener soluciones no triviales, la ecuación 1.2.4 se satisface solo si $(-m\omega^2 + k) = 0$ lo que implica que:

$$\omega = (k/m)^{(1/2)} \quad (\text{rad/seg}) \quad \text{C C. 1.2.5.}$$

ω es *lo que se conoce* como *frecuencia circular natural*.

Una segunda solución para la ecuación 1.2.2 sería:

$$y(t) = B\text{sen}(\omega t) \quad \text{C C. 1.2.6}$$

de manera que, la solución general estaría dada por:

$$y(t) = A\text{cos}(\omega t) + B\text{sen}(\omega t) \quad \text{ec. 1.2.7}$$

A y B se pueden determinar a partir de las condiciones iniciales, de manera que:

$$y(t) = y_0\text{cos}(\omega t) + (v_0/\omega)\text{Sen}(\omega t) \quad \text{C C. 1.2.8}$$

$$y(t) = Y_n\text{Cos}(\omega t - \theta) \quad \text{ec. 1.2.9}$$

donde : $Y_n = \sqrt{[Y_0^2 + (v_0/\omega)^2]}$

$$\theta = \text{Tan}^{-1}(v_0/Y_0)$$

Las ecuaciones 1.2.8 y 1.2.9 muestran que la amplitud de la vibración libre de un sistema de un grado de libertad es determinada por la frecuencia circular natural ω y las condiciones iniciales, las cuales permanecen constantes.

La frecuencia natural f se la define :

$$f = \omega/2\pi \quad \text{C C. 1.2.10}$$

denota el número de reversiones de amplitud por unidad de tiempo y se la expresa usualmente en ciclos por segundo (Hertz).

De la expresión 1.2.5 y 1.2. 11 se deduce que la frecuencia natural de un sistema puede aumentarse si se incrementa su rigidez o si se disminuye su masa. Esta dependencia de la frecuencia natural en su rigidez y su masa se constituye en el medio predominante que afecta la respuesta de un sistema.

1.2.2 Vibración Forzada.

Al sistema sometido a Fuerzas armónicas externamente aplicadas se lo denomina sistema forzado y a su movimiento de oscilación resultante se lo llama vibración forzada. Si se considera la pérdida de energía o amortiguación, al movimiento resultante es forzado amortiguado. A la parte de movimiento que desaparece después de un periodo de tiempo se lo conoce como transitorio, mientras que a la parte que permanece constante después que desaparece el transitorio se lo conoce como vibración de estado estable.

Pese a que en la práctica no existe la vibración de estado estable sin la presencia de amortiguación o disipación de energía, el efecto de amortiguación es pequeño con relación a la amplitud de movimiento a menos que éste último sea muy grande.

Para comprender mejor el comportamiento de un sistema de un grado de libertad sujeto a una fuerza armónica, considérese el sistema masa resorte de la figura 1.5 sujeta a una fuerza armónica $P(t)$ de amplitud P_0 y frecuencia circular ω :

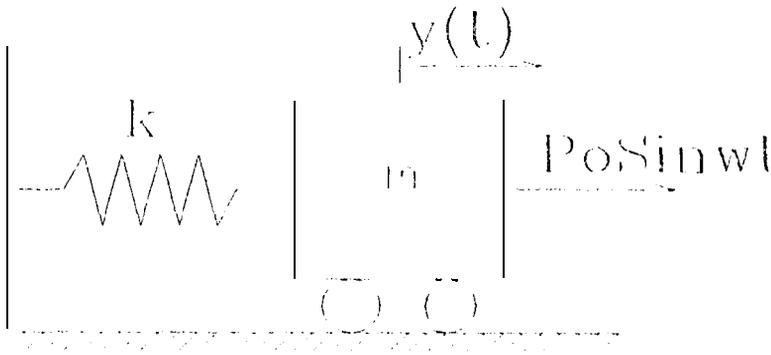


fig. 1.5 Sistema de vibración forzada de un grado de libertad.

La segunda ley de Newton establece que:

$$-ky + f(t) = m\ddot{y} \quad \text{ec. 1.2.11}$$

De manera que la ecuación de movimiento está dada por:

$$m\ddot{y} + ky = P_0 \sin \omega t \quad \text{ec. 1.2.12}$$

La solución para la anterior ecuación está dada por:

$$y(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t + (P_0/k) * (1/(1-r^2)) \sin \omega t \quad \text{ec. 1.2.13}$$

donde: $r = \omega/\omega_n$ razón entre la frecuencia de la Fuerza externa aplicada y frecuencia natural del sistema.

La solución de la ecuación 1.2.12 dada por la ecuación 1.2.13 corresponde a la superposición de un problema de vibración libre y un problema con efecto de

una Fuerza excitadora; los coeficientes Λ y Λ_3 pueden ser evaluados de las condiciones iniciales del sistema, de manera que:

$$y(t) = (P_0/k) * (1/(1-r^2)) * (-r \sin \omega t + \sin \omega t) \quad \text{ec. 1.2.14}$$

Los dos primeros términos de la respuesta dadas por la ecuación 1.2.13 constituyen la respuesta transiente, mientras que el último término es la respuesta de estado estable el cual depende solo de la frecuencia de carga armónica. Analizando más a fondo la ecuación 1.2.13, se puede decir que:

- a) Contrario a la vibración libre, un sistema de un grado de libertad excitado armónicamente no vibra a su frecuencia natural, pero su respuesta es una combinación de dos movimientos armónicos, con frecuencia ω y ω_0 ; y
- b) Si $r=1$, es decir cuando la frecuencia de la fuerza externa es igual a la frecuencia natural, la respuesta se vuelve infinitamente grande, algo que en la realidad no ocurre, debido a la presencia de amortiguamiento, aunque este sea mínimo.

1.3. Vibración de sistemas de dos o más grados de libertad.

Pese a que una gran mayoría de sistemas pueden ser representados mediante modelos de un grado de libertad, en la realidad existen sistemas con varios cuerpos (masas) y restricciones, y por ende varios grados de libertad. Debido a que no hay cuerpos completamente rígidos, ni resortes sin masas, todo sistema

en la realidad tiene mas de un grado de libertad y en ocasiones no resulta lo suficientemente realístico el aproximar un sistema por un modelo de un grado de libertad.

Inicialmente SC considerará un sistema de dos grados de libertad para el cual SC obtendrán las ecuaciones de movimiento, y de allí sus frecuencias y modos naturales; la adición de mas grados de libertad solamente incrementa el trabajo en la solución pero no agrega nuevos principios analíticos.

1.3.1 Vibración libre.

A continuación SC muestran modelos de dos grados de libertad:

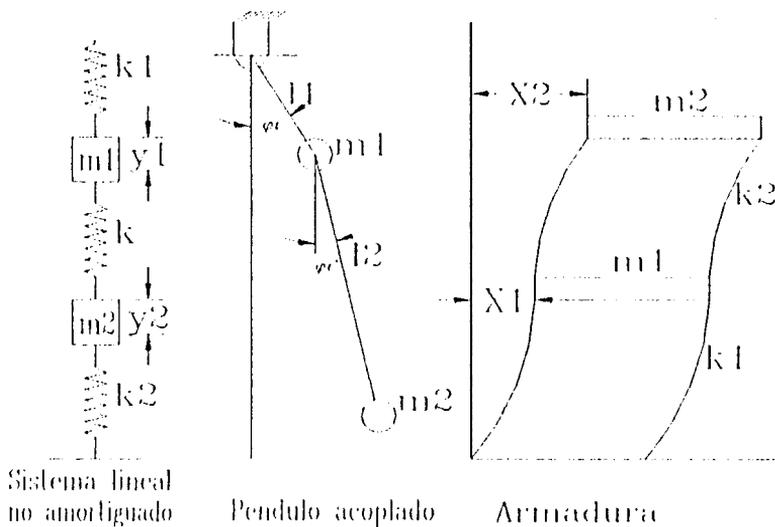


Fig. 1.6 Sistemas de dos grados de libertad

Considerando el sistema de la figura 1.6.a, si SC desplazan las masas m_1 y m_2 una distancia Y_1 y Y_2 respectivamente sin actuar fuerzas externas, el sistema

A la matriz $\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$ se lo conoce como matriz de masa;

La matriz $\begin{bmatrix} (k_1 + k_3) & -k_3 \\ -k_3 & (k_2 + k_3) \end{bmatrix}$ es la matriz de rigidez.

El sistema de ecuaciones diferenciales 1.3.3. constituyen ecuaciones diferenciales de II orden siendo la base para el análisis de sistemas de dos grados de libertad.

Suponiendo ahora que el movimiento se realiza en modo principal, ambas coordenadas generalizadas tendrán movimiento armónico a la misma frecuencia, de manera que:

$$Y_1 = A_1 \text{Sen} \omega t$$

$$Y_2 = A_2 \text{Sen} \omega t \quad \text{ec. 1.3.4.}$$

Sustituyendo 1.3.4 en 1.3.3 :

$$A_1 [k_1 + k_3 - m_1 \omega^2] - k_3 A_2 = 0.$$

$$A_2 [k_2 + k_3 - m_2 \omega^2] - k_3 A_1 = 0. \quad \text{ec. 1.3.5.}$$

que escrito en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_3 - m_1\omega^2 & -k_3 \\ -k_3 & k_2 + k_3 - m_2\omega^2 \end{bmatrix} \begin{matrix} \Lambda_1 \\ \Lambda_2 \end{matrix} = \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \quad \text{ec. 1.3.6}$$

Λ_1 y Λ_2 deben ser diferente de cero, de manera que el determinante de 1.3.6 debe ser cero:

$$(k_1 + k_3 - m_1\omega^2)(k_2 + k_3 - m_2\omega^2) - k_3^2 = 0. \quad \text{CC. 1.3.7.}$$

$$m_1 m_2 \omega^4 - \omega^2 [m_1(k_2 + k_3) + m_2(k_1 + k_3)] + k_1 k_2 + k_3(k_1 + k_2) = 0 \quad \text{ec. 1.3.7.}$$

A las ecuaciones 1.3.7. se la conoce como **ecuación de frecuencia 0 ecuación característica**; y a las siguientes ecuaciones, derivadas de las ecuaciones 1.3.5 :

$$A_2/A_1 = (k_1 + k_3 - m_1\omega^2)/k_3 = k_2/(k_2 + k_3 - m_2\omega^2) = X \text{ PC. 1.3.8}$$

se las denomina **fracciones modales**, ya que su valor determina el modo de movimiento.

Las soluciones a la ecuación de frecuencia corresponden a las frecuencias naturales de vibración libre del sistema; mientras que las formas modales correspondientes se encuentran sustituyendo las frecuencias naturales en las ecuaciones de fracciones modales.

Para el caso especial en que $k_1 = k_2 = k$ y $m_1 = m_2$ se obtiene que:

$$m^2\omega^4 - 4mk\omega^2 + 3k^2 = 0 \quad \text{CC. 1.3.8}$$

de manera que las soluciones son;

$$\omega_1 = \sqrt{k/m} \quad \omega_2 = \sqrt{3k/m}$$

$$\text{Si } \omega = \omega_1 \quad (\Lambda_1/\Lambda_2) = +1$$

$$\omega = \omega_2 \quad (\Lambda_1/\Lambda_2) = -1$$

De manera que el primer modo de vibración libre ocurre a $f_1 = \sqrt{k/m}/(2\pi)$ y $(\Lambda_1/\Lambda_2)^I = 1$; esto es, las masas se mueven en fase y con la misma amplitud como si estuvieran conectados por un enlace rígido.

El segundo modo de vibración libre ocurre a :

$$f_2 = \sqrt{3k/m}/(2\pi) \text{ y } (\Lambda_1/\Lambda_2)^{II} = -1$$

es decir las masas se mueven exactamente fuera de fase uno con respecto a otro pero con la misma amplitud.

Ahora bien, ya que tanto X_1 y X_2 satisfacen la ecuación de movimiento, la solución general es:

$$Y = \begin{matrix} Y_1 \\ Y_2 \end{matrix} = \begin{matrix} \Lambda_1 \\ \Lambda_2 \end{matrix} \begin{matrix} \text{Sen}(\omega_1 t) + \\ \text{Sen}(\omega_2 t) \end{matrix} \quad \text{CC.1.3.9}$$

donde Λ_1 y Λ_2 se pueden obtener de las condiciones iniciales del problema.

1.3.2 Vibración Forzada.

Si un sistema de dos grados de libertad se excita mediante una **función forzante** armónica, el sistema **responderá en muchos aspectos**, de manera similar a un sistema de un grado de libertad. La **resonancia**, originada cuando la frecuencia natural es igual a la frecuencia de la fuerza armónica, ocurrirá dos veces; una para cada una de las frecuencias naturales del sistema.

Excitando el sistema de la figura 1.6.b mediante una fuerza $F = F \sin(\omega t)$ aplicado a la masa m_1 de la figura 1.8.

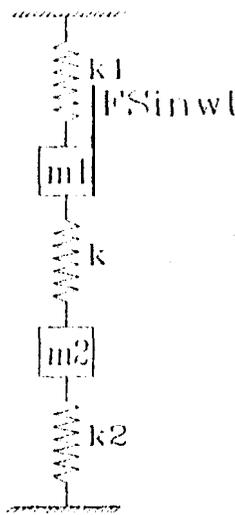


Fig. 1.8. Sistema de dos grados de libertad sometido a Vibración forzada.

Las ecuaciones de movimiento ahora serían:

$$-k_1 Y_1 + k_3(Y_2 - Y_1) + F_1(t) = m_1 \ddot{Y}_1$$

$$-k_2 Y_2 - k_3(Y_2 - Y_1) = m_2 \ddot{Y}_2 \quad \text{e.c. 1.3.10}$$

que escrito de manera matricial:

$$\begin{bmatrix} (k_1 + k_3 - m_1\omega^2) & -k_3 \\ -k_3 & (k_2 + k_3 - m_2\omega^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{ec. 1.3.12}$$

Siendo la función forzante armónica, la respuesta será un desplazamiento armónico a la misma frecuencia que la frecuencia forzante:

$$\begin{aligned} Y_1 &= A_1 \text{Sen}(\omega t) \\ Y_2 &= A_2 \text{Sen}(\omega t) \end{aligned} \quad \text{CC. 1.3.13}$$

El valor del determinante de la ecuación 1.3.12 es la ecuación de frecuencia del sistema, similar al de vibración libre, es decir :

$$\text{Det}(\omega^2) = m_1 m_2 (\omega^2 - \omega_1^2)(\omega^2 - \omega_2^2) \quad \text{ec.1.3.14}$$

Las amplitudes A_1 y A_2 pueden obtenerse resolviendo el sistema:

$$A_1 = \frac{\begin{bmatrix} F_1 & -k_3 \\ 0 & (k_2 + k_3 - m_2\omega^2) \end{bmatrix}}{\text{Det}(\omega^2)} = \frac{F_1(k_2 + k_3 - m_2\omega^2)}{m_1 m_2 (\omega^2 - \omega_1^2)(\omega^2 - \omega_2^2)} \quad \text{CC.1.3.15a}$$

$$A_2 = F_1 k_3 / (m_1 m_2 (\omega^2 - \omega_1^2)(\omega^2 - \omega_2^2)) \quad \text{CC.1.3.15b}$$

Donde A_1 y A_2 son infinitas si $\omega^2 = \omega_1^2$ o $\omega^2 = \omega_2^2$.

De la ecuación 1.3.15 a, se puede observar que A_1 puede hacerse cero si $k_2+k_3-m_2\omega^2 = 0$; de manera que:

$$\omega = \sqrt{(k_2+k_3)/m_2} \quad \text{rad/seg.} \quad \text{ec. 1.3.16}$$

Si $k_2 = 0$ entonces $\omega = \sqrt{k_3/m_2}$, de manera que la adición de otro grado de libertad a la frecuencia adecuada $\omega = \sqrt{k_2/m_2}$, reducirá la amplitud de vibración del sistema a cero a esta frecuencia.; tal dispositivo se lo conoce como “absorbedor dinámico de vibración”.

El análisis de vibraciones de sistemas con tres o más grados de libertad puede llevarse a cabo en la misma forma que para los sistemas de dos grados de libertad. Sin embargo, cuando se trata de muchos grados de libertad, el método se vuelve tedioso y complicado; De allí que se emplea métodos numéricos para resolver las ecuaciones.

Una computadora puede por supuesto resolver fácilmente la ecuación de frecuencia y determinar las correspondientes formas modales mediante el uso de métodos numéricos tales como el método de “elementos finitos”.

CAPITULO11

ANALISIS DINÁMICO UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS

II. ANALISIS DINAMICO UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS.

2.1 Introducción al Método por Elementos Finitos (MEF).

El método de elementos finitos es un procedimiento de computadora que puede ser utilizado para analizar estructuras y medios continuos. Constituye un método numérico versátil ampliamente aplicado al análisis estático, dinámico y térmico tanto de sistemas físicos como de sus componentes.

Pese a que los resultados obtenidos mediante elementos finitos rara vez son exactos, soluciones muy precisas pueden obtenerse si se usa un modelo de elementos finitos adecuados.

El cálculo de deformaciones, esfuerzos, frecuencias y modos naturales mediante métodos clásicos se lo obtiene a través de largas y complicadas soluciones de las ecuaciones y condiciones de borde que describen el problema. El uso de éstos métodos está limitado a estructuras simples, sin embargo, cuando se trata de estructuras complejas, su uso se vuelve complicado y de allí que la mejor alternativa constituye el método por elementos finitos.

Las principales diferencias entre los métodos clásicos y el de elementos finitos es la forma en que el método visualiza la estructura y como se procede a la solución. Mientras que los métodos clásicos consideran a la estructura como un medio continuo cuyo comportamiento se describe mediante ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales, en el método EF se considera a la estructura como un ensamble de partículas pequeñas o de tamaño finito. El

comportamiento de las partículas y de la estructura en general se describe mediante la formulación de un sistema de ecuaciones algebraicas que puede ser resuelto por la computadora. Las partículas de tamaño finito son los elementos finitos y los puntos donde se interconectan los elementos finitos son los puntos nodales o nodos. El procedimiento de selección de nodos se llama discretización o modelaje.

Un análisis por elementos finitos generalmente sigue los siguientes pasos:

1.- Modelaje de la estructura.- Luego de dibujar la estructura, se la divide en elementos finitos (discretización). Este paso es uno de los más cruciales ya que de la correcta discretización de la estructura depende la precisión de la solución del problema.

2.- Definir las propiedades de los elementos.- Durante este paso, se definen las propiedades de los elementos y se seleccionan los tipos de elementos que son los más aconsejables para modelar el sistema físico.

3.- Ensamblar las matrices de los elementos:

La *Matriz de Rigidez* consiste de los coeficientes que se derivan de la condición de equilibrio o del método de energía. La matriz de rigidez del elemento relaciona los desplazamientos nodales a las fuerzas aplicadas en los nodos. El ensamblaje de las matrices de rigidez de los elementos implica la aplicación de las condiciones de equilibrio para toda la estructura.

Matriz de Masa-Inercia.- Es utilizada para simular los efectos de las cargas de inercia. En análisis MEF, se utilizan dos tipos de aproximaciones numéricas para simular estas cargas; una que conduce a una matriz de **masa consistente** o **distribuida** y la otra que resulta en una matriz de **masa puntual**. Las matrices de masa puntual son aquellas en las que todos sus **términos, excepto** los de la diagonal son cero.

4.- Aplicación de cargas.- En este paso se aplican las cargas **externas** **concentradas** o **uniformes**, sean estos, **Fuerzas**, **momentos**, **movimientos** **sísmicos**; **no** se especifican cargas sobre una estructura de la cual se desea obtener las **frecuencias naturales**.

5.- Definir las condiciones de borde.- Se deben proveer las **condiciones** de **soporte**, es decir especificar valores conocidos de **desplazamientos nodales**.

6.- Resolución del sistema de ecuaciones algebraicas lineales.- La aplicación **secuencial** de los pasos arriba mencionados conduce a un **sistema** de **ecuaciones algebraicas simultáneas**. En un análisis **estático**, los **desplazamientos** **nodales** constituyen las **incógnitas**, mientras que en un análisis **dinámico modal**, lo son las **frecuencias naturales**.

7.- Cálculo de esfuerzos, reacciones y formas modales.- Son realizadas a **partir** de los datos obtenidos en el paso 6.

Los pasos 2,4,5 y 7 requieren de decisiones de la persona que realiza el análisis. Los otros pasos pueden ser realizados de manera automática por un programa de computadora.

2.2 Las ecuaciones de movimiento.-

Como se vio en el capítulo 1, la ecuación que describe la respuesta dinámica a un sistema está dado por :

$$[M] \{\ddot{y}\} + [C] \{\dot{y}\} + [K] \{y\} = F(t) \quad \text{CC.2.2.1}$$

donde:

$[M]$: Matriz de Masa

$\{\ddot{y}\}$: Vector aceleración.

$[C]$: Matriz de Amortiguamiento

$\{\dot{y}\}$: Vector Velocidad.

$[K]$: Matriz de Rigidez

$\{y\}$: Vector desplazamiento.

$\{F(t)\}$: Vector de las cargas aplicadas.

En la mayoría de los problemas dinámicos, las matrices $[M]$, $[C]$, y $[K]$ son independientes del tiempo y el sistema es lineal. Esta linealidad del sistema permite el uso del principio de superposición, esto es, determinar la respuesta dinámica total del sistema sometido a diferentes fuerzas como las sumas de las respuestas dinámicas del sistema sometido a cada una de las fuerzas.

La ecuación 2.2.1 expresa un equilibrio de Fuerzas que actúan sobre un sistema y matemáticamente representan un sistema de ecuaciones diferenciales de segundo orden, las cuales, pueden ser resueltas mediante métodos numéricos.

2.3. El Análisis Modal.

2.3.1 Definición.

En vibración libre, las cargas externas aplicadas son nulas, y la estructura vibra bajo los efectos de las condiciones iniciales del sistema despreciándose su amortiguamiento. El análisis de la vibración libre, raramente se ejecuta, ya que en muchos casos, la estructura está sujeta a cargas externas diferentes de cero; sin embargo, la solución del problema de vibración libre sin amortiguamiento provee las propiedades dinámicas más importantes de una estructura; las frecuencias naturales y las formas modales, de manera que, al procedimiento para encontrar soluciones diferentes de cero de la ecuación :

$$[M] \{\ddot{y}\} + [K] \{y\} = 0 \quad \text{cc. 2.3.1}$$

se conoce como **análisis Modal**.

Tal como se vio en el capítulo 1, se puede asumir que una posible solución para la ecuación 2.3.1 es del tipo :

$y = \phi \text{Sen}(\omega t + \alpha)$; que para un sistema de N grados de Libertad, la **solución** toma la forma matricial:

$$\{Y\}_i = \{\phi\}_i \text{Sen}(\omega_i t - \alpha_i) \quad \text{cc. 2.3.2.}$$

donde: $\{\phi\}_i$: i ésima forma modal o modo.

ω_i : frecuencia natural correspondiente al i ésimo modo.

α_i : i ésimo ángulo de fase.

Reemplazando la ecuación 2.3.2 en la ecuación 2.3.1 y eliminando los términos

$\text{Sen}(\omega_i t - \alpha)$ se tiene que:

$$([K] - \omega_i^2[M]) \{\phi\}_i = \{0\} \quad \text{ec. 2.3.3.}$$

La ecuación 2.3.3 puede escribirse como un sistema de N ecuaciones

correspondientes a los N grados de libertad del sistema:

$$\begin{bmatrix} k_{11} - \omega^2 m_1 & k_{12} & \dots & k_{1N} \\ k_{21} & k_{11} - \omega^2 m_1 & \dots & k_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{N1} & \dots & \dots & k_{NN} - \omega^2 m_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \vdots \\ \phi_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{ec. 2.3.4}$$

Una característica principal del sistema de ecuaciones 2.3.4 es que no provee una solución única de la respuesta, es así que los modos ϕ_i obtenidos en el análisis modal no representan las amplitudes del sistema bajo la vibración libre, sino que representan razones normalizadas de Amplitud, las cuales cuando se combinan de manera apropiada, pueden proveer la respuesta dinámica del sistema.

Una solución no trivial, (es decir para la cual ϕ_i y ω_i sean diferentes de cero) del sistema requiere que el determinante de $([K] - \omega_i^2[M])$ sea cero; es decir :

$$\det ([K] - \omega_i^2 [M]) = 0 \quad \text{ec. 2.3.5.}$$

El polinomio obtenido de la ecuación 2.3.5 constituye la ecuación característica del sistema de grado N en ω_i^2 ($i = 1, 2, 3, \dots$). Para cada solución ω_i^2 , llamado **eigenvalor**, se puede resolver la ecuación 2.3.4 para determinar los correspondientes modos, los **eigenvectores** $\{\phi_i\}$.

La frecuencia fundamental más baja ω_1 se llama **frecuencia fundamental** y a su correspondiente forma modal $\{\phi\}$, modo fundamental de vibración.

Para físicamente comprender que representa una forma modal es necesario reescribir la ecuación 2.3.5 de la forma:

$$[K]\{\phi\}_i = \omega_y^2 [M] \{\phi\}_y \quad \text{ec. 2.3.6}$$

Una forma modal puede visualizarse como una deflexión **estática resultante** de la acción de las Fuerzas del lado derecho de la ecuación 2.3.6.

2.3.2 Consideraciones prácticas.

El análisis modal constituye el primer paso para resolver un problema dinámico lineal. Mediante este análisis se obtienen las frecuencias naturales bajas casi exactas, mientras que las altas son menos precisas; de allí, que el cálculo de modos altos de vibración debe justificarse para incluirlos en análisis dinámicos subsecuentes.

Como regla general, el número de modos que se requieren en el análisis modal dependen de las frecuencias naturales del sistema relacionadas con el contenido de frecuencia y la variación espacial de las cargas aplicadas¹ así como del tipo de problema dinámico.

Las cargas con frecuencias cercanas las frecuencias naturales del sistema afectan la respuesta debido a los grandes valores del factor de magnificación dinámico²; la variación espacial de las cargas tiene efecto en los modos que serán mayormente excitados. Por ejemplo, una carga concentrada actuando en el centro de una viga simplemente apoyada excita solamente los modos impares.

En lo referente al tipo de problema dinámico, estos pueden clasificarse en: Problemas de propagación de onda y problemas dinámicos estructurales. Un ejemplo típico de un problema de propagación de onda es el estudio de las ondas generadas en una placa excitadas por cargas dinámicas. La evaluación de la respuesta de la placa, después de que las ondas se hayan propagado en toda la placa, se hayan reflejado y refractado en sus bordes, es un problema dinámico estructural. La principal diferencia entre la propagación de onda y la dinámica estructural es que en los problemas de propagación de onda, un mayor número de formas modales son excitadas en el sistema. En dinámica estructural, solamente los modos más bajos y los intermedios deben normalmente ser determinados.

¹ Spirakos, 1994

Siendo el análisis modal una herramienta poderosa en la determinación del comportamiento dinámico de una estructura, el análisis de las formas modales puede ayudar a identificar errores de modelaje tales como condiciones de borde y conectividad nodal incorrectas.

² Razon entre amplitud de respuesta de estado estable y la amplitud de respuesta estática.

III.- MODELAJE DE LA ESTRUCTURA USANDO EL PROGRAMA ALGOR®

3.1. Descripción de Algor Software.

Algor es un Programa que utiliza el método de **elementos finitos** para **analizar** estructuras y medios continuos. Los análisis pueden ser:

- estáticos: **esfuerzos y deformación plana**;
- dinámicos: modales, respuesta **a** la frecuencia, superposición de Historia de tiempo, **vibraciones aleatorias**;
- térmicos: **Transferencia de Calor de estado estable y transiente.**

El Programa está dividido en dos subsistemas: **Vizicad** y los Procesadores (Fig. 3.1).

Los programas de **Vizicad** incluyen:

• **Superdraw II**, utilizado para el modelaje geométrico, esto es, el dibujo de la estructura o medio, su discretización, la aplicación de cargas y la definición de las condiciones de borde.

Decoder, Transforma los archivos de línea del **Superdraw II** en modelos de **elementos finitos** mediante el establecimiento de uno de los tipos de **elementos** (cerchas, membrana, ladrillo, placa, tetraedro) **a** usarse en el modelo así como la

adición de sus propiedades. Se puede acceder directamente al Dccoder o transferir a este desde el Superdraw II.

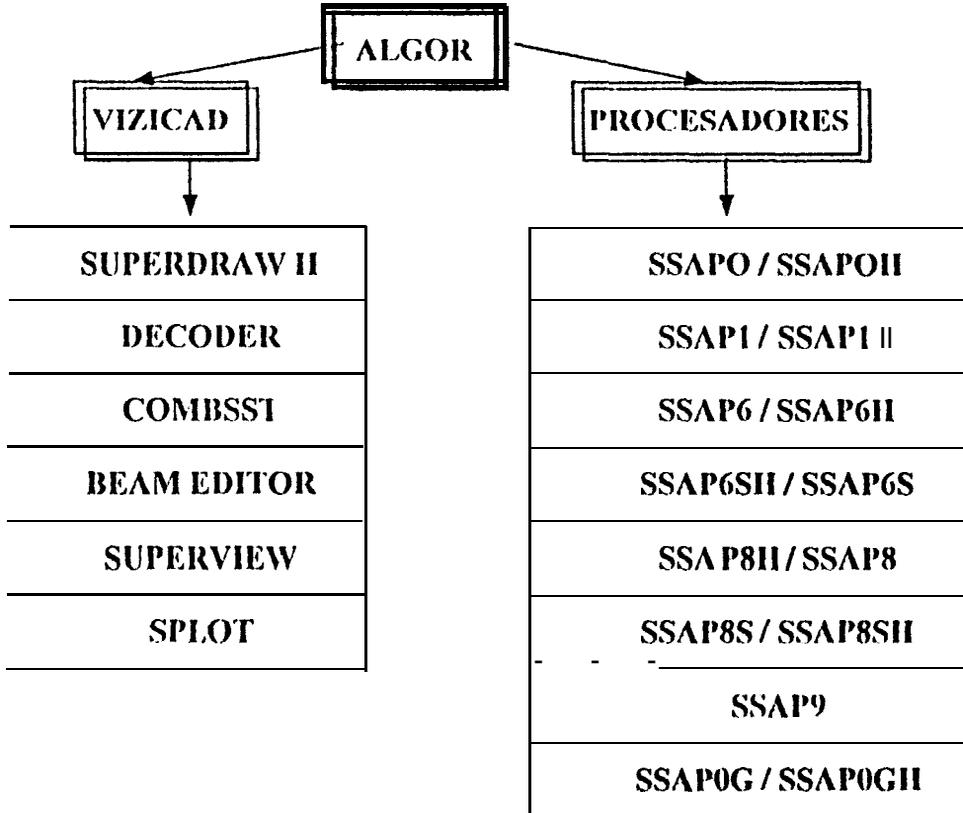


Fig. 3.1 Subsistemas y programas de Algor

● *Beam Design Editor*, Transforma todas las líneas del modelo obtenido en Superdraw II a elementos de viga las cuales se definen mediante propiedades de materiales y de sección.

● *Codmt*, combina dos o mas modelos obtenidos del Decodcr y o del Editor de Viga. Este programa permite combinar varios modelos con diferentes tipos de elementos y materiales para obtener un solo modelo con todas las características

de material y elementos deseados, algo que no puede realizarse si se aplica solamente el Decoder o el editor de Viga.

- **Superview**, es utilizado para verificar la geometría del modelo, las cargas aplicadas, condiciones de borde, propiedades de elementos y materiales antes de procesar el modelo.

- **Plot**, envía el modelo y/o los resultados analíticos al ploteador. Se puede acceder a este directamente desde **Superview**.

Los procesadores disponibles en Algor Son:

SSAP0 / SSAP0II : Análisis de esfuerzos estáticos. Analiza esfuerzos lineales en modelos de dos y tres dimensiones.

SSAP1 / SSAP1II : Análisis dinámico modal. Calcula frecuencias y formas modales de los modelos geométricos.

SSAP6II / SSAP6S : Análisis de Pandeo (para placas y/o vigas).

SSAP8II / SSAP8: Análisis Modal con rigidez de cargas (frecuencias y modos naturales con cargas). Calcula las frecuencias naturales de partes sometidas a condiciones de esfuerzos (solamente para elementos de viga).

SSAP9 : Calculo de Momento y Centro de Gravedad. Calcula el peso, centro de gravedad, arca, momentos de Inercia de la versión real del modelo.

SSAPOG / SSAPOGH : Analiza modelos que contiene cables y separaciones.

Calcula la forma en que la deformación de una carga aplicada en cierta arca afectará cualquier otra.

3.2 Descripción de la Estructura a Analizar.

La estructura, construida completamente de aluminio, tiene una altura total de 16.95 mts compuesta básicamente de (fig. 3.2):

- *U/ra torre*, de forma de cono truncado de 6.4 mts de altura y forrada con plancha de 8 mm; está compuesta de dos tipos de vigas I (I-I) dispuestas longitudinalmente: las vigas I1 75 y vigas I1 150. A los lados de la torre, sobre plataformas, se alojan las antenas de guerra electrónica - de forma de bolas - y la antena del radar aéreo RAN - IOS.

Transversalmente la torre está reforzada por:

Un transversal Superior, a una altura de 4.6 mts.

Un Diafragma: a una altura de 3.4 mts.

Un transversal inferior, a una altura de 2.2 mts.

- **Dos Tubos**: Uno inferior con una longitud de 6.1 mts y uno superior, con una longitud de 4.45 mts.

El tubo inferior está **unido a** la torre por medio de placas de 10 mm formando en la parte inferior una plataforma, cuyo extremo posterior **se** sujeta el tubo, mientras que por la parte anterior se sujeta a la torre.

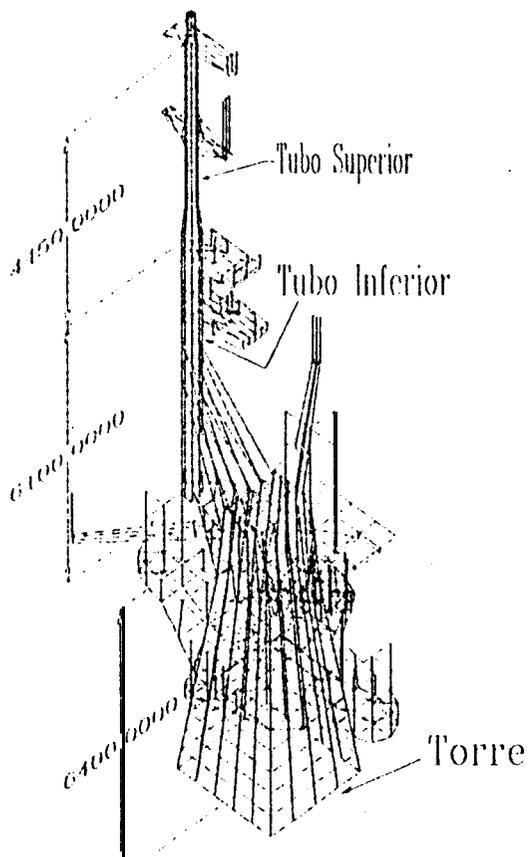


Fig. 3.2 Disposicion general de la Estructura.

3.3 Consideraciones de Modelaje.

Siendo el paso más crucial la creación del modelo apropiado con el objetivo de desarrollar el patrón nodal mas adecuado, el modelo se basó en el entendimiento conceptual del modelo físico y en una predicción del comportamiento de la estructura.

Las siguientes recomendaciones, sugeridas por Spyrakos¹ fueron utilizadas como una base para desarrollar un modelo confiable de análisis dinámico;

- 1.- Se definieron nodos en o cerca de los puntos de carga, puntos de discontinuidad geométrica, en los soportes, y en aquellas regiones donde se presumía una falta de rigidez.
- 2.- La malla de elementos finitos (discretización) fue hecha lo más uniforme posible, pero al mismo tiempo conservando los nodos de unión del sistema real.
- 3.- Los tipos de elementos utilizados en la concepción del modelo global fueron la viga y la placa. Separadamente fueron modeladas las plataformas, antenas, tubos del mástil, torre, y luego combinadas utilizando el pre-procesador Combsst.
- 4.- Ya que una malla mas refinada arroja resultados más precisos, se realizaron estudios de convergencia, esto es, se empezó con un modelo simple de un pequeño numero de elementos y se lo refinó progresivamente para observar la convergencia de valores.

5.- Se evitaron cambios bruscos de **tamaños** de elementos ya que estos determinaban un cambio brusco en la rigidez lo que ocasionaba que el programa **no** corra; Spirakos **y** la literatura de **Algor**, **recomienda** modelar las partes **transicionales** cambiando las **dimensiones** de los elementos adyacentes por un factor menor **a** 2.

6.- Debido **a** que no se requerían deformaciones ni esfuerzos en la vecindad de las discontinuidades, entonces se **utilizó** un modelo global de la estructura que tenga una malla simple alrededor de las discontinuidades; **si el objetivo hubiera** sido el obtener una respuesta cerca de la discontinuidad, se pudo haber utilizado un modelo local con una malla muy refinada en la vecindad de la discontinuidad.

11.- Para **materiales isotrópicos**, el **número** de Poisson no debe ser cercano a 0.5. Así mismo, para un Poisson cercano a cero, la estructura podría perder casi toda su rigidez, y como **consecuencia** los **resultados podrían ser erróneos**. El **numero** de Poisson utilizado fue de **0,33** correspondiente al aluminio.

3.4. **Descripción del** Procedimiento de **modelaje**.

El procedimiento que se utilizó **para** crear y analizar el **modelo** de la estructura es **básicamente** el descrito **en** la primera sección **del capítulo II** que aplicado al programa **Algor** es el siguiente:

1. Creación de los modelos Geométricos en SuperDraw II. Los modelos fueron creados independientemente conforme a las exigencias de elementos y materiales - uno para cada tipo de elemento.
2. Transferencia de los modelos al Editor de Viga (Beam Design Editor) para el modelo de viga - estructura de la torre -, y al Decoder para los otros modelos de placas - plataformas, antenas, tubos y forro de la torre.
3. Combinación de los modelos preprocesados en el Editor de Viga y Decoder para obtener el modelo geométrico final.
4. Verificación del Modelo en Superview II.
5. Procesamiento del Modelo en SSAPI, análisis Modal.
6. Verificación de resultados obtenidos en Superview II.
7. Ploteo del Modelo utilizando Splot.

3.4.1. Definición de elementos y propiedades.

Siendo que la estructura estaba compuesta básicamente de *vigas y placas*, fueron estos entonces los elementos utilizados en la construcción del modelo.

Las vigas son los elementos mas usados; para ello, una de sus dimensiones debe ser mucho mas grande, por lo general, mínimo 10 veces que las otras dos. A más de soportar tensión y compresión, las vigas pueden soportar corte y momento,

teniendo seis grados de libertad por nudo, esto es, tres **desplazamientos** y tres rotaciones alrededor de los ejes X,Y, Z (Fig. 3.4).

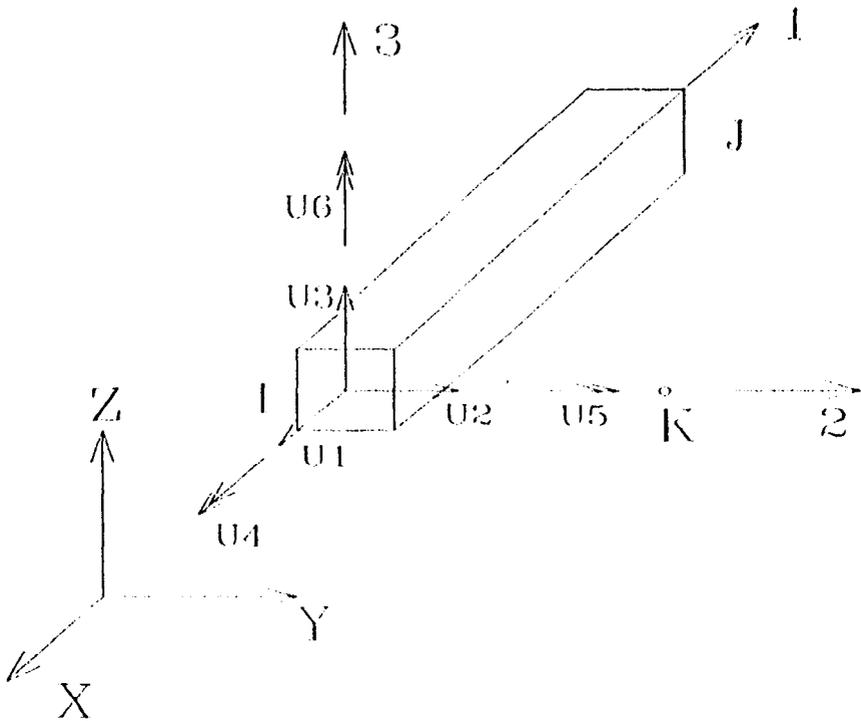


fig. 3. 4 Elemento de viga tri dimensional.

Las propiedades de sección transversal que deben ser **especificadas** para la viga incluyen: **area** transversal (A), resistencia **torsional** (J), momentos de Inercia (I_2 y I_3) y módulos de sección (S_2 y S_3). ; mientras que las propiedades de materiales que se **especifican** son: Modulo de Young (E) y **peso específico** (Wt). Los dos tipos de vigas **utilizados** en la creación del **modelo** de la torre SC detallan en el Apéndice A. Todos estos datos, necesarios para la **formación** de las matrices de Masa y Rigidez, son ingresados en el editor de Viga (Beam Design Editor).

El uso de **placas** es muy variado, en estructuras arquitectónicas, contenedores, aeroplanos, partes de **máquinas**, etc. Las placas son **superficies** planas con un espesor muy **pequeño comparado** con las otras dos dimensiones.

El comportamiento de las placas es parecido al de las vigas e **incluso** se puede **representar** a una placa por una malla de vigas **perpendiculares**; sin embargo, cada **nodo del elemento** de placa - que puede ser **triangular o rectangular** - tiene cinco grados de libertad en el sistema **xyz** local: tres desplazamientos a lo largo de los ejes **x, y, z** y dos rotaciones alrededor de los ejes **x, y**. Fig 3.5.

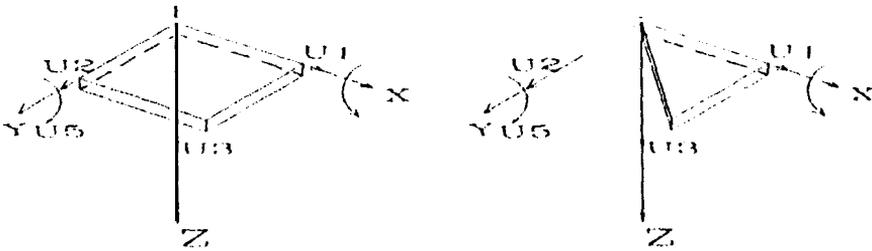


Fig. 3.5 Elemento de placa y sus grados de libertad.

Los elementos de placa se definen en el DECODER; las propiedades de material que deben incluirse para el pre-procesamiento de los modelos son, para el material: Modulo de Young (E), densidad de masa, peso **específico**, Coeficiente de Poisson; mientras que para el elemento se **especifica solamente** el espesor. (Apendice B).

3.4.2. Aplicación de Cargas y Condiciones de Borde.

Debido a que el análisis Modal no considera las fuerzas que actúan sobre **la estructura** - todas las fuerzas se igualan a cero en la ecuación dinámica - no fue necesario aplicar ningún tipo de carga a la estructura. La masa, y por ende el peso, de las antenas, fueron simuladas por placas de un espesor y peso específico tal que iguale el peso de las antenas reales.

En lo que a condiciones de Borde se refiere, las únicas conocidas son las que fijan la torre a la cubierta del Buque; es decir, a toda la base de la torre se les **restringió** en los seis grados de libertad de cada nodo, esto es:

$$T_x = T_y = T_z = R_x = R_y = R_z = 0$$

Donde: T_i : **Translación** en el eje i .

R_i : **Rotación** al rededor del eje i .

El **modelo** completo y sus detalles se presentan en en Apéndice C.

5. Obtención de Frecuencias Naturales.

Con el fin de poder determinar el efecto que pueda tener la adición de las diferentes antenas y accesorios a la estructura, se procesaron cuatro modelos, todos ellos derivados del modelo real:

- **Torre sin Antenas:** modelo que incluye la torre con vigas y forro de plancha de aluminio fija a la cubierta de la **superestructura del buque**.

- **Torre con Antenas:** incluye el modelo anterior y todas las antenas con que cuenta la torre.
- **Torre con Mastil:** Incluye modelo anterior con el mástil o tubos, este último sin antenas.
- **Modelo Completo:** Constituye el modelo global muy semejante al modelo real; se diferencia de éste último, solamente en que las antenas - más no las plataformas - fueron modelados mediante placas que semejaban las masas reales de las mismas.

Una vez preprocesados los modelos, se utilizó el procesador SSAPI, para el análisis Modal obteniéndose los resultados detallados en la tabla 3.1

	TORRE SIN ANTENAS		TORRE CON ANTENAS		TORRE CON MASTIL		MODELO COMPLETO	
	rad/seg	CPM	rad/seg	CPM	rad/seg	CPM	rad/seg	CPM
MODO 1	Kxl. 28766	957.68	15.6097	149.06	95612	91.49	9.8519	94.08
MODO 2	100.3966	958.43	18.5322	176.97	9.0864	92.50	9.677	92.41
MODO 3	110.0857	1051.24	16.5322	176.97	15.6097	t.e. 06	9.8567	94.12
MODO 4	193.0579	1043.57	36.055	344.30	18.5323	176.97	15.6097	149.08
MODO 5	193.08716	1843.85	38.4447	367.12	16.6323	17697	18.5323	176.97
MODO 6	205.2022	1959.54	419237	400.34	26.1749	24996	16.6323	176.97
MODO 7	209.6217	2001.74	43.3585	414.04	38.0947	34466	26.1275	249.50
MODO 6	ice. 0470	2003.90	43.9985	420.16	38.0509	363.36	360947	344.66
MODO 9	265.4111	2.5344	44.0008	420.16	38.5842	368.26	37.7365	360.36
MODO 10	268.7344	2566.22	50.101	478.43	39.6306	378.50	36.4172	366.66
MODO 11	272.0363	2597.78	50.8059	561.55	41.9337	400.44	39.337	375.64
MODO 12	273.9463	2618.01	71.9616	687.37	42.3783	404.66	41.9336	400.44

Tabla 3.1 Frecuencias y Modos Nturnles de los modelos.

3.6. Interpretación de resultados Obtenidos.

Para poder visualizar apropiadamente los distintos modos de vibración, fué necesario utilizar SVIEW de Algor y magnificar hasta diez mil veces los

desplazamientos producto de las deflexiones; **no obstante**, se hicieron las siguientes observaciones (Apéndice D):

La torre por si sola es lo **suficientemente** rígida debido **a** que **presenta** altas frecuencias naturales - por sobre los 900 CPM -. Sin embargo, las *frecuencias disminuyeron* conforme se agregaron al **modelo**, las antenas **en la torre y tras** aún cuando se agregaron el **mástil** compuesto de los dos tubos. Lo **último se** justifica ya que las antenas y **mástil** **añadieron** masa al sistema pero **no elementos** rigidizantes.

Ambos **modelos con mástil** - uno con **atletas** y el otro sin estas - presentaron **frecuencias** y modos naturales similares por lo que, **aparentemente**, el agregar masas al **mástil** flexible no **modifica** sustancialmente la naturaleza vibratoria del sistema.

Por tanto, el modelo **completo presenta** las siguientes características :

En los dos primeros modos de vibración (**fig. modo 1 y 2**), la estructura vibra en los planos **YZ** y **XZ**, **esto es**, **lateralmente** y **de atrás** hacia **adelante** **sin rotación** alrededor del eje **Z**.

En el tercer modo de vibración - aproximadamente **a 94 CPM** -, se observa movimiento del mástil en su parte superior **en el plano YZ** - de **atrás** hacia adelante - (**Fig. modo 3**). La **deflexión** del tubo es notoria a partir del cambio de diámetro - hay que recordar que **el** diámetro del tubo superior es menor que el inferior.

En los modos 4, 5 y 6 - en el rango de los 150 a 200 CPM - se observa vibraciones solamente de las antenas. En estos modos, al parecer, entran en resonancia las antenas del radar más grande - el RAN 10S - y la plataforma y antenas de radio.

En el séptimo modo de vibración - 250 CPM -, se aprecia un movimiento de todo el mástil en el plano YZ. La deflexión del mástil se origina a partir de la unión inferior Mástil-Torre.

En el octavo modo de vibración - 350 CPM - existe un movimiento lateral predominante - Plano XZ - cuyas deflexiones se originan a partir de la unión superior Mástil-Torre.

El noveno Modo es similar al séptimo pero sus deflexiones se originan a partir de la unión superior.

Los modos 10 y 11 - 350 a 375 CPM - describen vibraciones predominantes de amplitudes similares a las observadas en los modos 4 y 5.

En el modo 12 de vibración - 400 CPM - se aprecia una vibración lateral ondulatoria y rotacional de toda la estructura, es decir esta se deforma completamente.

Las observaciones anteriormente anotadas, y dejando a un lado las antenas por ser sistemas de los cuales el buque no puede prescindir- permitieron establecer

los probables puntos débiles causa de los diferentes modos de vibraciones y que son:

*El cambio de Diámetro en el mástil en su parte superior.

*Las uniones, superior e inferior, Mastil-forre.

Es así que, teóricamente, se establece que las frecuencias que estarían originando la vibración de la estructura, y que habría que evitarlas serían: 95 CPM y de 250 a 360 CPM.

CAPITULO IV
MEDICION DE LAS VIBRACIONES

IV.- MEDICIÓN DE LAS VIBRACIONES DE LA ESTRUCTURA.

4.1. Medidores de Vibraciones.-

Los **equipos** utilizados en la medición de vibraciones han sido grandemente desarrollados en las dos últimas décadas; esto se debe principalmente a la construcción de maquinaria cada vez mas compleja **funcionando a** mayores velocidades, así como al colapso de estructuras presumiblemente construidas bajo todos los **parámetros de diseño** - caso **del** puente de **Tacoma** Narrows.

En la actualidad, los equipos electrónicos utilizados en la medición de vibraciones pueden clasificarse en:

- **Medidores** de Vibración Total, y

- *Analizadores de Vibraciones.

4.1.1. Medidores de Vibración total.

Son instrumentos utilizados para tomar lecturas de vibración total y empleados para realizar programas de mantenimiento **predictivo**. Estos medidores pueden ser: portátiles o permanentes (monitores).

*Los **medidores portátiles*** permiten establecer directamente si se han **incrementado** los niveles de vibración de una máquina y así **poder** determinar si su condición de funcionamiento es satisfactorio.

*Los **monitores permanentes*** son utilizados para el chequeo continuo de maquinaria **que** puedan desarrollar problemas mecánicos de manera rápida sin

previo aviso. Estos monitores tienen incorporados relays de alarma los cuales pueden iniciar una parada automática del equipo si es que el nivel de vibraciones sensado sobrepasa un nivel preestablecido.

4.2.2 Analizadores de Vibraciones.-

Este tipo de instrumento posee un filtro sintonizable que permite separar los componentes a diferentes frecuencia en una señal de vibración compleja. En el medio, hay muchos y diversos equipos analizadores de vibración, sin embargo, se mencionará a continuación los mas comunes.

Los analizadores clásicos de espectro son instrumentos capaces de descomponer la señal de vibración, en su espectro de frecuencia, con un filtro sintonizable de porcentaje de ancho de banda constante - filtrará la señal entre valores alrededor de la frecuencia central. En los equipos con filtros de ancho de banda constante, el ancho de banda del filtro es un valor específico de CPM. Estos modelos clásicos trabajan usualmente con sensores sísmicos o acelerómetros y dan información al usuario de la amplitud de los armónicos, su frecuencia y su fase.

En la actualidad existen los analizadores de vibración que, además de funcionar como los anteriores, pueden grabar la señal dinámica para transmitirla a una computadora para su registro, análisis y diagnóstico.

Cualquier equipo medidor o analizador de vibraciones detecta la vibración por medio de los transductores o sensores, los cuales convierten el movimiento

oscilatorio de la vibración (energía mecánica) en un voltaje de salida (señal eléctrica). Existen tres tipos básicos de transductores:

- Transductores de desplazamiento.
- Transductores de velocidad.
- Acelerómetros.

Transductores de desplazamiento sin contacto.-

Este tipo de transductor genera un campo de corriente de eddy por medio de una bobina colocada en la punta del sensor y excitada por una señal de corriente alterna de alta frecuencia. Al variar la distancia entre la bobina-sensor y una superficie metálica que se acerque y se aleje (elemento vibrante), el campo magnético de la bobina se verá afectado produciéndose un cambio en la señal. El instrumento produce una señal de salida proporcional a la amplitud de vibración (fig 4. 1).

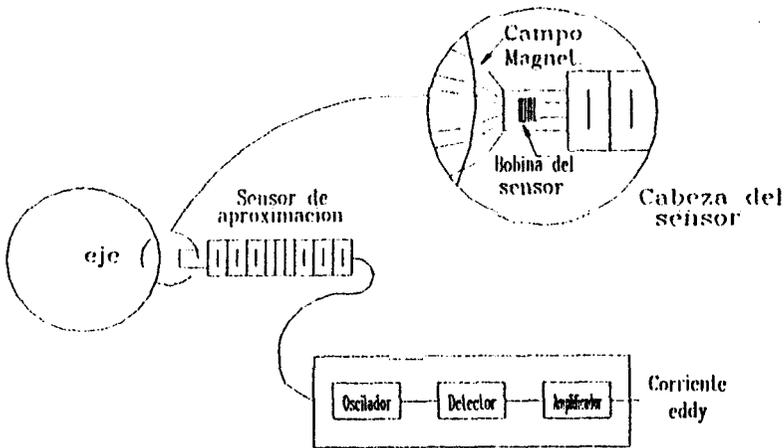


Fig. 4.1 Sensor de Aproximación

Este tipo de sensores tienen las siguientes ventajas:

- Inusualmente pequeños y baratos.
- Si el sensor se monta en un cojinete, puede sensar el movimiento relativo del eje con respecto al cojinete.

*Respuesta a la frecuencia de 0 - 300000 CPM.

Sensores de Velocidad.

Llamados también sísmicos, están constituidos por una bobina soportada por resortes y un imán fijo a la carcasa. Este último se mueve junto con la superficie vibrante. Al moverse el imán dentro de la bobina funciona a manera de un generador recíproco induciendo un voltaje directamente proporcional a la velocidad de la superficie en movimiento a la cual el sensor se encuentra adherido. (Fig. 4.2).

Carcasa del sensor

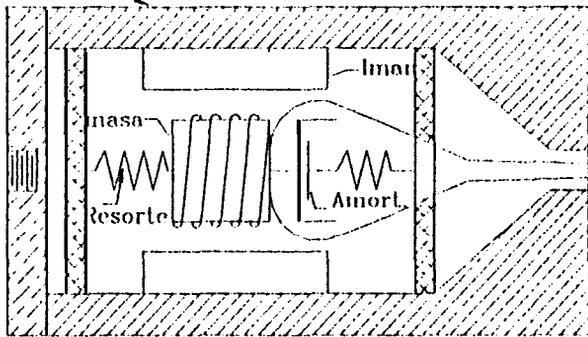


Fig. 4.2 Sensor de Velocidad.

Este sensor tiene las siguientes ventajas:

- Señal fuerte y autogenerada.
- Se lo puede montar en cualquier posición: omnidireccional.
- Buena respuesta a bajas frecuencias.

Acelerómetros.

Es un instrumento autogenerador de voltaje que produce una señal de salida proporcional a la aceleración de la vibración. Está compuesto básicamente de un cristal piezoeléctrico que genera una carga o voltaje proporcional a la fuerza de tensión o compresión la cual a su vez es proporcional a la aceleración de la superficie oscilante. (fig. 4.3).

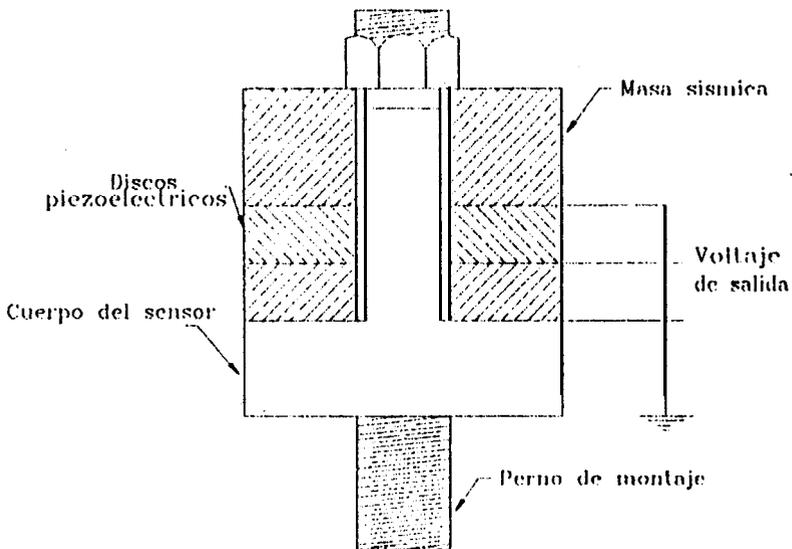


Fig. 4.3 Sensor Acelerómetro.

La alta rigidez del material **piezoelectrico** hace **que este sensor sea utilizado** para medir altas frecuencias, sin embargo resulta bastante útil **también a** bajas frecuencias si el **instrumento al que** está conectado **puede** integrar la señal de **aceleración** para **determinar** la velocidad, y **está a su vez ser** integrada para **obtener** el desplazamiento. En la actualidad hay instrumentos **analizadores** de vibración, que, con un solo tipo de sensor - por ej. el acelerómetro - , puede obtener lecturas tanto de **desplazamiento** como de **velocidad a más de la** aceleración.

Entre las ventajas de los **acelerómetros se encuentran:**

- Livianos.
- Buena **respuesta a** altas frecuencias.

4.2. Selección del Medidor de Vibraciones.

Al seleccionar el medidor de vibraciones, se debe **considerar** principalmente:

- El **parámetro** que se va **a** medir, de acuerdo **a las *frecuencias*** que **se esperan** encontrar y al tipo de construcción de la estructura - rígida o flexible.
- Facilidad de colocación del sensor.

Para determinar el parámetro **a** medir, el cual nos daría las frecuencias de **oscilación** de la estructura, se partió de las frecuencias naturales obtenidas mediante el **análisis por elementos finitos**. Tal como se **estableció** en el capítulo anterior, estas frecuencias estarían en el rango de **80 - 500 CPM** para los doce

primeros modos de vibración de la estructura. Es decir, se esperaban frecuencias bajas que determinan que el parámetro a medir es la velocidad.

Siendo la **estructura no ferrosa**, el uso de magnetos para **sujetar** el sensor era **imposible**; sin embargo, el **sensor** debía estar en contacto con la estructura lo que por ende **desechaba por completo** los **sensores** de no contacto.

Es así, que se optó por un analizador de vibraciones capaz de separar los componentes a diferentes frecuencias basados en la magnitud de la velocidad como parámetro de medición. Ahora bien, el sensor **más** indicado sería entonces un sensor sísmico, pero al disponerse - en la Armada del Ecuador (**ASTINAVE**) - de un analizador de vibraciones con sensor acelerómetro capaz de realizar mediciones de amplitud, velocidad y aceleración, se utilizó este equipo cuyas características se detallan a continuación: (**fig. 4.4**).

Marca:	IRD
Modelo:	838
Rango de Frecuencia:	25 - 600000 CPM.
Tiempo de análisis:	12 sec.
Tipo de Filtro:	Ancho de Banda constante.
Anchos de Banda:	· 25 CPM (25 - 1000 CPM) 50 CPM (1,000 - 10,000 CPM) 625 CPM (10,000 - 600,000 CPM)
Sensor:	Acelerómetro 970
Parámetros de Medición:	Desplazamiento. Velocidad. Aceleración, Energía Spike.
Rango de Velocidad:	0 - 100 mm/seg.

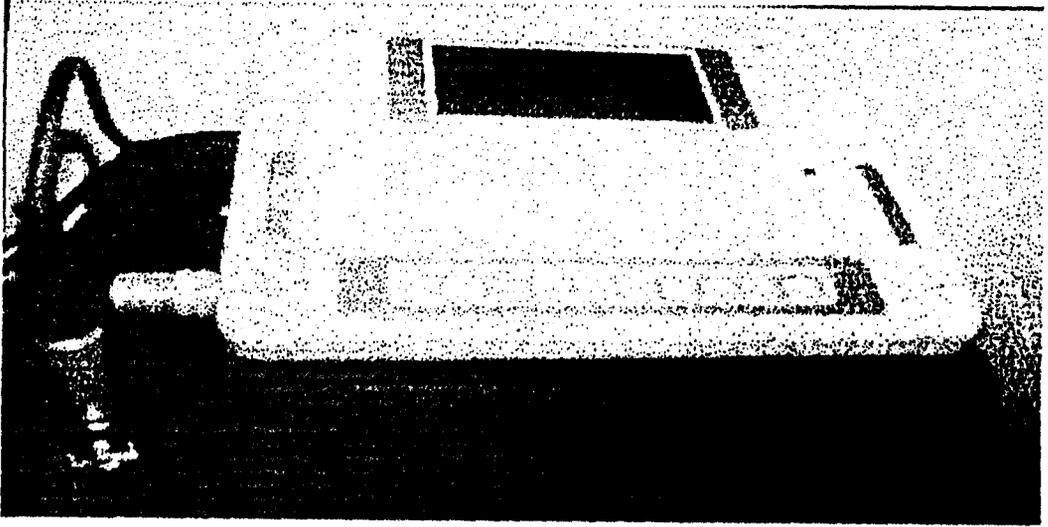


Fig. 4.4 Equipo IRD MOD 838

4.3. Procedimiento para In toma de Mediciones.

Una vez seleccionado el parámetro a medir y el equipo a utilizar en la adquisición de datos, fue necesario programar la medición para cuando el buque esté navegando.

1.- Se seleccionó y se marcó los puntos en los cuales se iban a tomar lectura tomando en consideración la facilidad de portar el aparato. Los puntos seleccionados estaban ubicados a 140 cm por sobre la cubierta y por sobre las primeras plataformas de guerra electrónica. (fig 4.5)

2.- Se encendió el equipo y seleccionó la función Velocidad vs. Frecuencia.

3.- Se puso en contacto la varilla del sensor en los puntos marcados. Al mismo tiempo se tomaba lectura de las R.P.M de los ejes.

4.- Una vez terminada la lectura, se imprimió el espectro obtenido. El equipo no permitía la grabación de los datos obtenidos - Apendice E.

5.- Se repitieron los pasos 3 y 4 para los ocho puntos seleccionados.

Se realizaron dos tomas de mediciones bajo dos condiciones de velocidad de rotación de los ejes del buque.

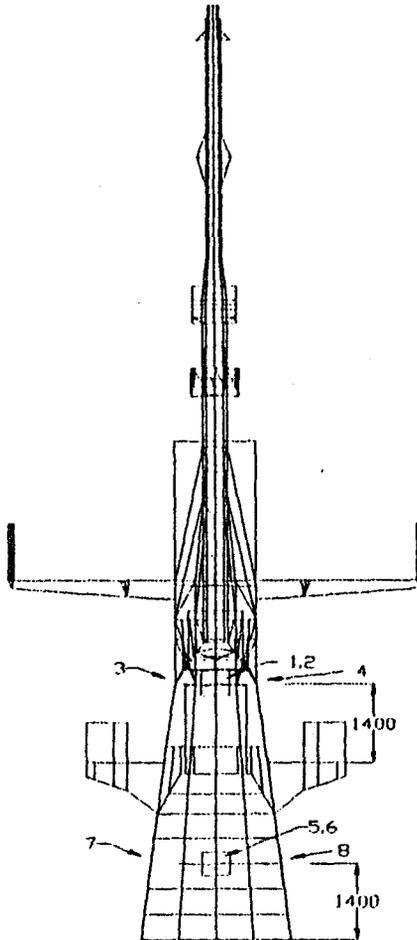


Fig. 4.5 Puntos de Medición

4.4 Resultados obtenidos.

Las mediciones se muestran en el Apéndice E. A continuación se presentan las frecuencias con sus respectivas amplitudes de velocidad que serán analizadas posteriormente.

Fecha:	16 Abril 1997
Hora:	10 H 37 m.
RPM del eje:	280 RPM

PUNTO	FRECUENCIA CPM	VELOCIDAD, (pul/seg)
1	75	0.02
	300	0.026
2	75	0.7
	125	0.064
3	100	0.038
	250	0.036
	300	0.047
	375	0.025
4	150	0.056
	250	0.054
	300	0.041
5	125	0.02
	100	0.018
	325	0.014
6	125	0.025
	250	0.039
	400	0.015
7	75	0.119
	150	0.079
	250	0.051
	325	0.063
8	275	0.02
	350	0.042
	575	0.12
	675	0.022

Tabla 4.1 Mediciones obtenidas a 280 RPM

Fecha: 16 Abril 1997
Hora: 15H 00 pm.
RPM del eje: 350 RPM

PUNTO	FRECUENCIA Λ (cpm)	VELOCIDAD (cpm)
1	75	0.011
	150	0.032
	350	0.038
2	275	0.103
	400	0.09
	450	0.096
3	250	0.035
	475	0.020
4	225	0.045
	275	0.037
	325	0.029
5	75	0.1
	125	0.117
	250	0.074
	300	0.079
	375	0.077
6	175	0.054
	225	0.036
7	200	0.131
	275	0.119
	375	0.066
8	100	0.04
	375	0.042

Tabla 4.2 Mediciones obtenidas a 350 RPM

1.5. Análisis **de** los resultados **experimentales**.

Al realizar las mediciones, se **obtuvieron** armónicos **en** el rango de frecuencias aproximado **al** que se había **determinado** teóricamente: de **75 a 675 CPM**; de manera mas **predominante** de **75 a 375 CPM**.

En las mediciones **efectuadas** con el eje girando **a 280 CPM**, las magnitudes de velocidad a **frecuencias** cercanas a ésta última aparecen con valores más elevados que las otras frecuencias encontradas y en todos los puntos de **medición**; los armónicos encontrados **a 250 CPM** son los mas notorios con magnitudes de velocidad que van de **0.036 a 0.054 in/s**. Los armónicos que aparecen **a 300, 325 y 375 CPM** son **también** importantes **debido** a sus altas magnitudes: de **0.042 a 0.063 CPM**.

Las frecuencias y magnitudes medidas con los ejes girando **a 350 RPM** también son muy cercanas **a** ésta última. Predominan los **armónicos** a **300, 350 y 375 CPM** con magnitudes que van de **0.038 a 0.079 in/s**; sin embargo, destaca por igual los armónicos encontrados **a 275 CPM**, cercana a una de las frecuencias naturales determinadas **teóricamente**, con valores superiores **a 0.1 in/s**.

CAPITULO V'
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. El análisis **teórico** de los diferentes modelos revela que, al agregar el **mástil** a la torre, las frecuencias naturales de toda la estructura tienden **a** bajar considerablemente. La flexibilidad **del** tubo, especialmente en la parte superior donde el **diámetro** es menor, Constituye la primera **f fuente** de vibración **a** aproximadamente 95 CPM. Esto Ultimo es corroborado en las mediciones experimentales donde se encontraron **armónicos a** frecuencias cercanas: 75, 100 Y 125 CPM.
2. Las uniones, superior **e** inferior, del **mástil a** la torre no son lo suficientemente rígidas ya que, teóricamente, se determinaron frecuencias de vibraciones cuyos desplazamientos se originan en las mencionadas uniones. Estas frecuencias, de 250 y 350 CPM, fueron también obtenidas durante el proceso de medición.
3. La excentricidad del tubo con respecto **a** la torre contribuye así mismo **a** la falta de rigidez de toda la estructura. En el **modelo** se aprecia claramente las deflexiones del tubo originada en las placas que lo unen **a** la torre.
4. Las frecuencias **Naturales** obtenidas se encuentran dentro del rango de frecuencias de rotación **de** los **ejes**: de 0 **a** 500 CPM; Los ejes constituyen la

principal fuente de excitación de la estructura y en especial del mástil al entrar éste último en resonancia.

5. Las antenas poseen frecuencias naturales bajas: inferiores a 120; sin embargo, la unidad opera mayormente con sus ejes rotando de 200 a 400 CPM. Una vez que los ejes alcanzan su velocidad de operación normal, estos dejan de ser fuente excitadora para las antenas.

RECOMENDACIONES.

Siendo uno de los objetivos de esta tesis presentar una solución al problema de vibraciones, y una vez determinadas las fuentes y frecuencias excitadoras, se elaboraron varios modelos modificando la estructura actual con la finalidad de evitar que las frecuencias excitadoras no afecten mayormente la estructura.

Los nuevos modelos fueron elaborados siguiendo los procedimientos detallados en el capítulo 3. Las modificaciones - detalladas en el Apéndice F - sugeridas son:

1. La porción del tubo superior debe ser del mismo diámetro del tubo inferior; esta modificación elimina la flexibilidad y las deflexiones originadas por el cambio de rigidez del tubo al pasar de un diámetro a otro;

2. Colocar una placa de **refuerzo** transversal de 10 mm en la **torre**, a la altura del soporte **superior** para **evitar** las **deflexiones** originadas por el **movimiento** del **tubo** de atrás hacia adelante.
3. **Agregar** dos placas de **sujeción** de 10 mm desde la antena del radar **DECCA** hasta donde inicia los soportes **superiores** en la torre;
4. Agregar dos placas de 10 mm que fijen la parte inferior del tubo a la torre a fin de **contrarrestar** las oscilaciones originadas por la excentricidad de toda la estructura.

Las recomendaciones mencionadas constituyen modificaciones a la estructura muy factibles de realizar. Sin embargo, para futuros **diseños** debe considerarse una **simétrica** total del sistema **torre-mástil** para **así**, evitar en lo posible, vibraciones producto de la **excentricidad**.

BIBLIOGRAFIA

- C.F. BEARDS, *Vibration Analysis and Control System Dynamics*, John Wiley and Sons, New York, 1981.
- R.E.D BISHOP, *Vibration*, Cambridge University Press, New York, 1979.
- CONSTANTINE C. SPYRAKOS, *Finite Element Modeling in Engineering Practice*, West Virginia University Press, Morgantown, 1994.
- CHARLES JACKSON, *Vibration Primer*, Gulf Publishing Company, Houston, 1980.
- ALGOR INC., *Vizicad Plus, Geometric Modeling and visualization*, Algor Inc., Pittsburgh, 1992.
- ALGOR INC., *Vizicad Plus, Modeling for Finite Element Analysis*, Algor Inc., Pittsburgh, 1992.
- ALGOR INC., *Vizicad Plus, Linear Stress and Vibration*, Algor Inc., Pittsburgh, 1992.
- FINCANTIERI, *Struttura e Attrezzatura Albero Corvette Classe " Esmeraldas "*, Cantieri Navalli Italiani, Italia, 1988.

APENDICE A

CARACTERISTICAS DE SECCION Y PROPIEDADES DE MATERIAL

CARACTERISTICAS DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA VIGA H 150

Momento de Inercia (Proyección en el plano XY):

con respecto a $X = 0$ $Y = 0$

$$I_{xx} = 1.969 \text{e}+07 \quad I_{yy} = 1.2236\text{e}+06 \quad I_{xy} = 0$$

Radio de Giro:

con respecto a $X = 0$ $Y = 0$

$$R_x = 82.412 \quad R_y = 20.543$$

Momento de Inercia (Proyección en el plano XY):

$$\text{Area} = 2899.3 \quad X_{cg} = 0 \quad Y_{cg} = 60.519$$

$$I_{xx} = 9.0727\text{e}+06 \quad I_{yy} = 1.2236\text{e}+06 \quad I_{xy} = 0$$

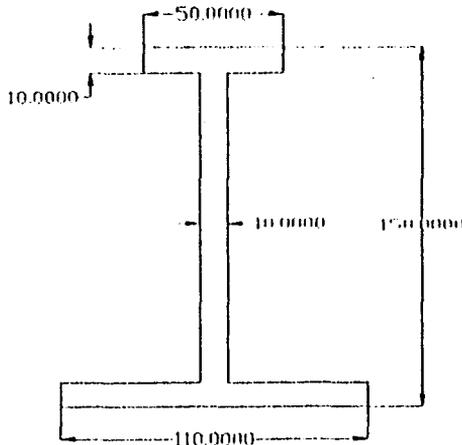
Radio de Giro:

$$\text{Area} = 2899.3 \quad X_{cg} = 0 \quad Y_{cg} = 60.519$$

$$R_x = 55.94 \quad R_y = 20.543$$

Eje Principal (con respecto al centroide)

$$\text{Angulo} = -0.00 \quad I_{max} = 9.0727\text{e}+06 \quad I_{min} = 1.2236\text{e}+06$$



CARACTERISTICAS DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA VIGA II 75

Momento de Inercia (Proyección en el plano XY):

con respecto a $X = 0$ $Y = 0$

$$I_{xx} = 1.4901e+06 \quad J_{yy} = 70276 \quad I_{xy} = 0$$

Radio de Giro:

con respecto a $X = 0$ $Y = 0$

$$r_x = 44.629 \quad r_y = 9.6921$$

Momento de Inercia (Proyección en el plano XY):

Arca = 748.13 $X_{cg} = 0$ $Y_{cg} = 34.008$

$$I_{xx} = 6.2484e+05 \quad J_{yy} = 70276 \quad I_{xy} = 0$$

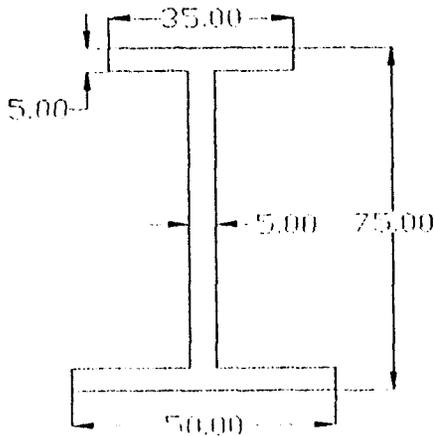
Radio de Giro:

Area = 748.13 $X_{cg} = 0$ $Y_{cg} = 34.008$

$$r_x = 28.9 \quad r_y = 9.6921$$

Eje Principal (con respecto al centroide)

$$\text{Angulo} = -0.00 \quad I_{max} = 6.2484e+05 \quad I_{min} = 70276$$

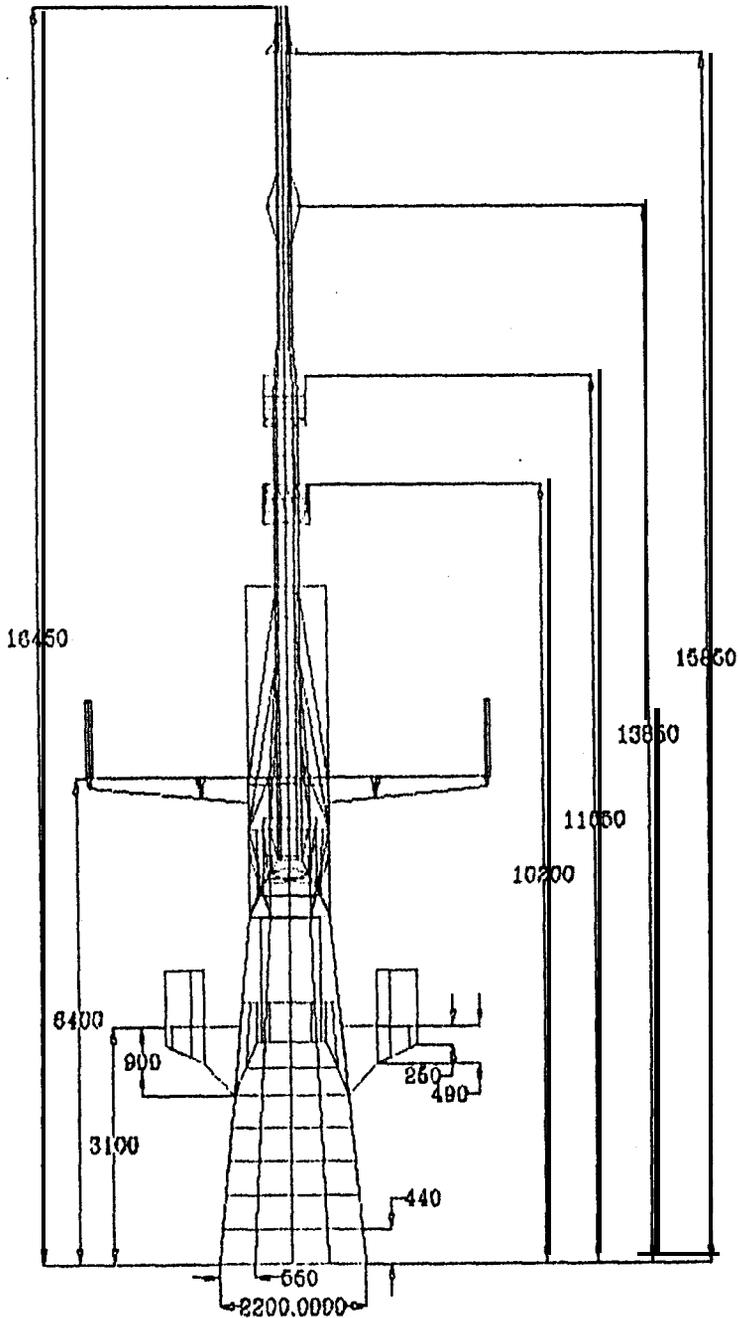


APENDICE B

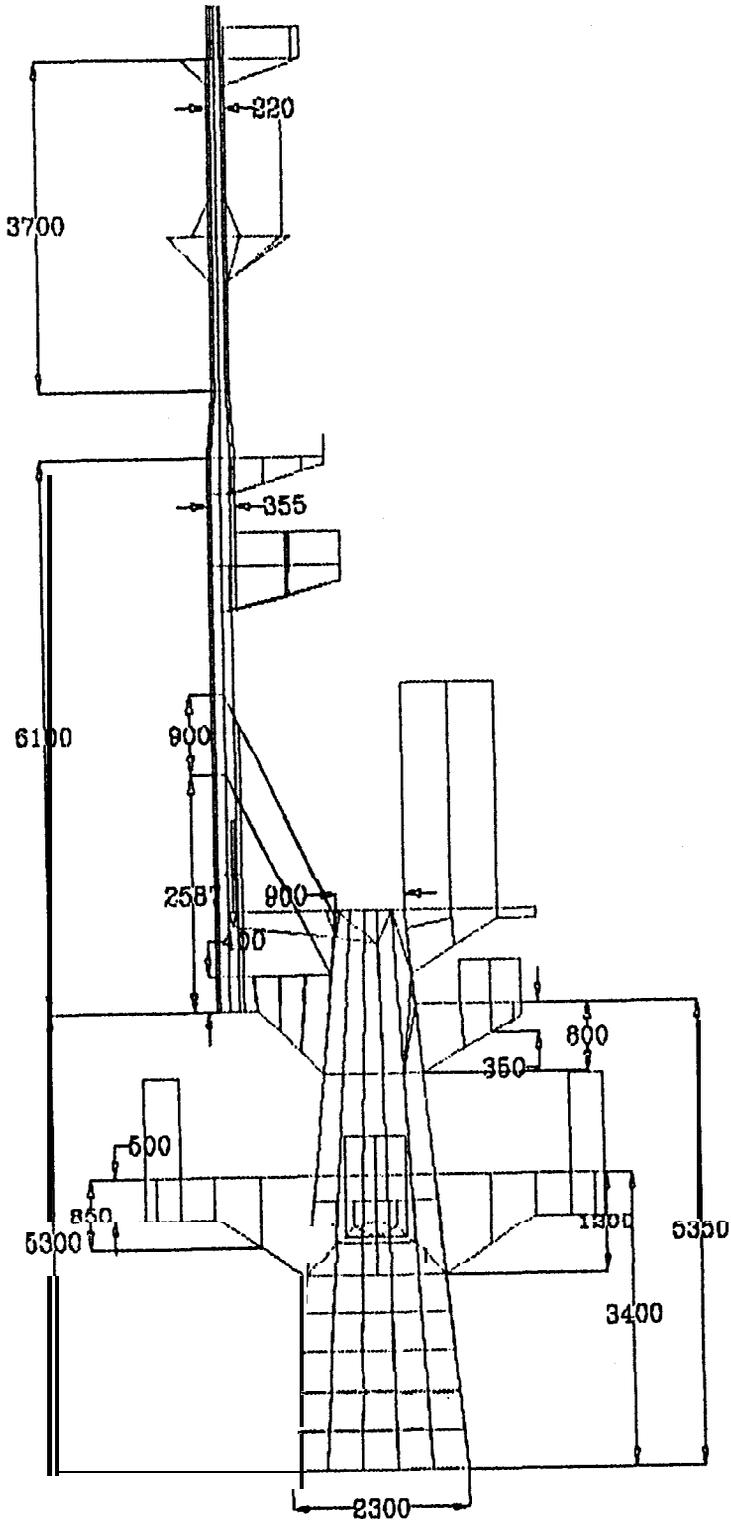
PROPIEDADES DEL ALUMINIO

Peso específico (γ)	$2.66 \times 10^{-5} \text{ N/mm}^3$
Densidad de masa (ρ)	$2.71 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Modulo de Young (E)	$7.90 \times 10^6 \text{ N/mm}^2$
Coficiente dePoisson (ν)	0.33

APENDICE C
MODELO DE LA ESTRUCTURA



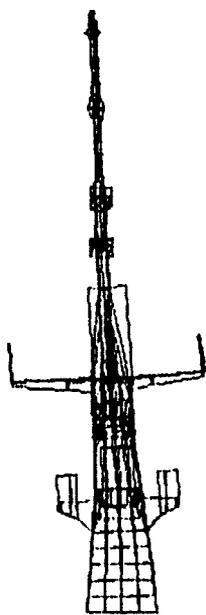
VISTA FRONTAL



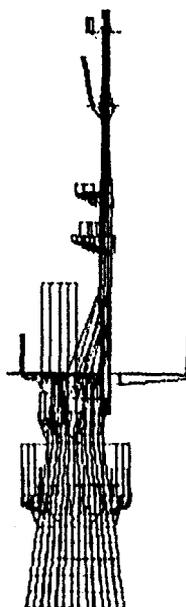
VISTA LATERAL

APENDICE D

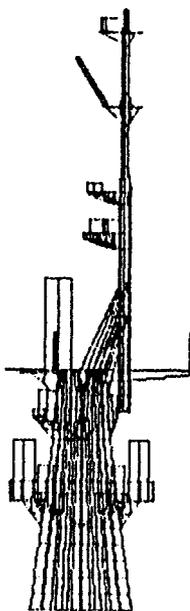
MODOS NATURALES DE VIBRACION



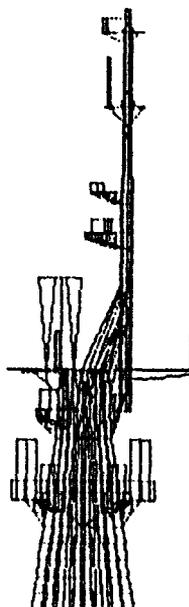
Modo 1
(91.08 cpm)



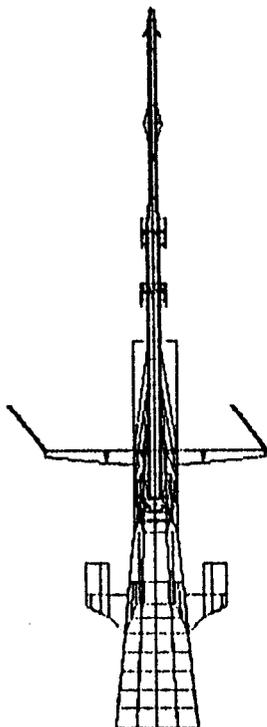
Modo 2
(92.41cpm)



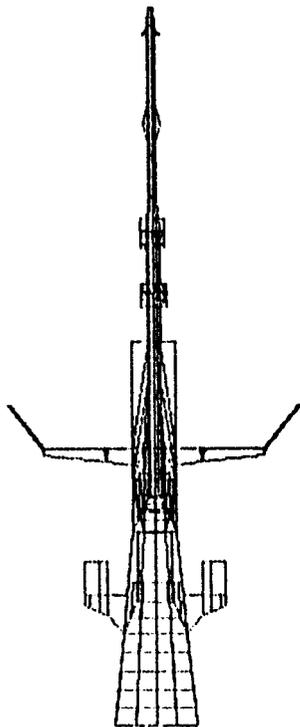
Modo 3
(94.12 cpm)



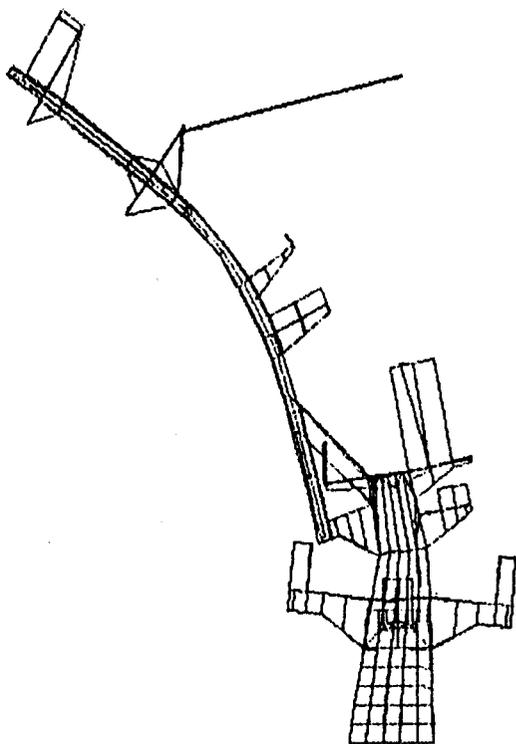
Modo 4
(149.06 cpm)



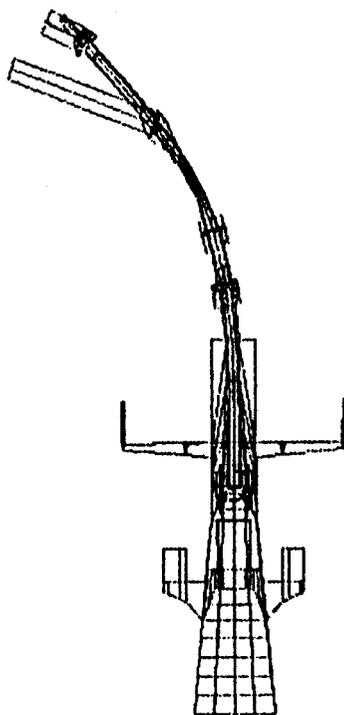
Modo 5
(177 cpm)



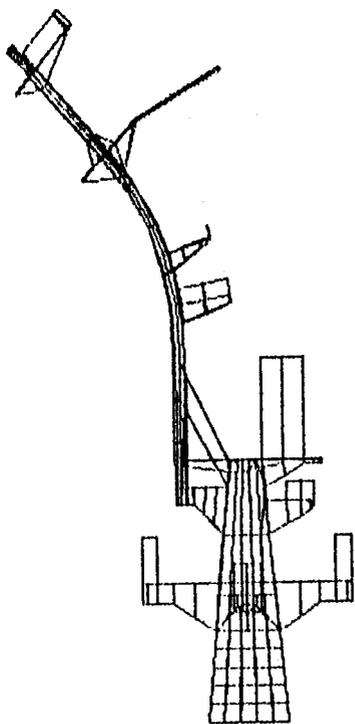
Modo 6
(250 cpm)



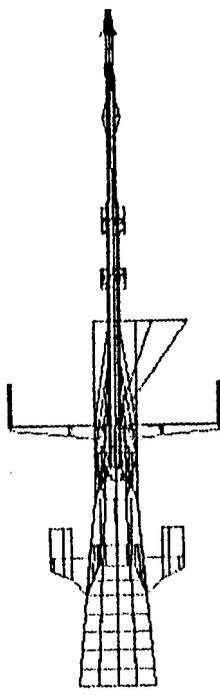
Modo 7
(250 cpm)



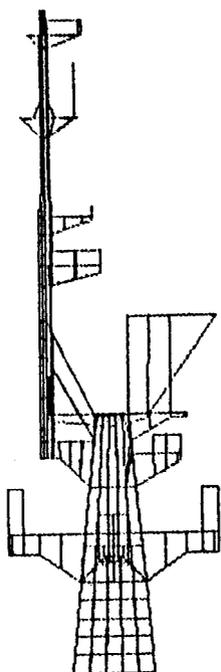
Modo 8
(345 cpm)



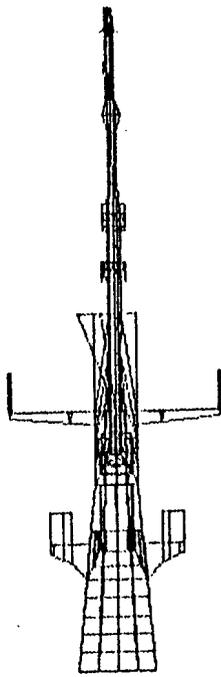
Modo 9
(360 cpm)



Modo 10
(366 cpm)



Modo 11
(375 cpm)

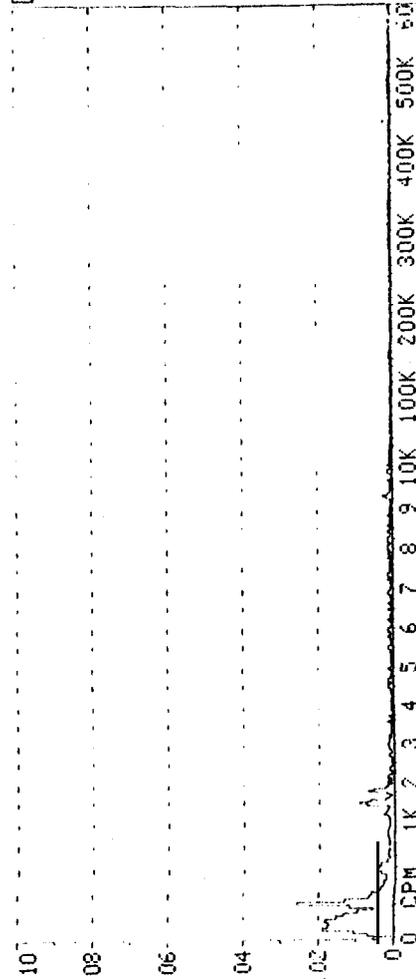


Modo 12
(400 cpm)

APENDICE B
MEDICIONES

DATE 16-4-97 TIME 10:42
MACHINE
OP. COND (280 RPM)
POSIT/DIRECTA I
PU-TYPE/ATTACHM
NUMBER OF AVERAGES: 8
OVERALL .006 USE
LEVEL .041 IN/S PEAK

CURSOR: .000 IN/S PEAK
0 CPM
IRD MECHANALYSIS

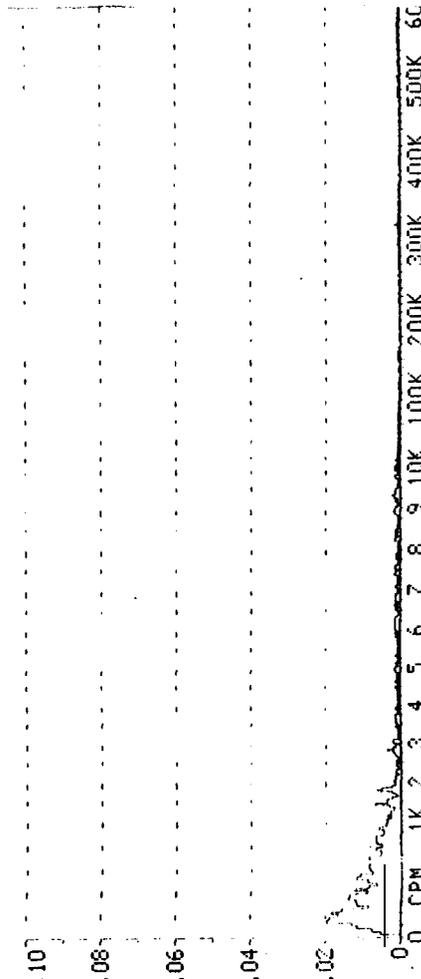


ORDER	CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
---	25	.007	---	---	---
---	75	.019	---	---	---
---	150	.018	---	---	---
---	200	.013	---	---	---
---	250	.006	---	1150	.003
---	300	.026	---	1450	.009
---	350	.007	---	1750	.007
---	400	.004	---	2050	.003

MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

DATE 16-4-97 TIME 10:23
MACHINE
OP. COND (280 RPM)
POSIT/DIRECTA 5
PU-TYPE/ATTACHM
NUMBER OF AVERAGES: 8
OVERALL .006 USE
LEVEL .034 IN/S PEAK

CURSOR: .000 IN/S PEAK
0 CPM
IRD MECHANALYSIS



ORDER	CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
---	75	.012	---	---	---
---	125	.020	---	---	---
---	200	.018	---	---	---
---	275	.012	---	---	---
---	325	.014	---	---	---
---	400	.013	---	---	---
---	450	.007	---	---	---
---	500	.012	---	---	---

MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

DATE 16-4-99 TIME 1041

MACHINE

OP. CONO (280 RPM)

POSIT/DIRECTIVE 2

PU: TYPE/ATTACH

NUMBER OF AVERAGES: 8

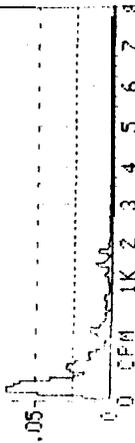
OVERALL .011 GSE

LEVEL .038 IN/S PEAK

CURSOR: .000 IN/S PEAK
0 CPM

IRG MECHANALYSIS

ORDER	CPM	LEVEL	ORDER	CPM
---	75	.069		
---	125	.064		
---	175	.040		
---	275	.029		



MINIMUM LEVEL DISPLAYED: .025

DATE 16-4-99 TIME 1020

MACHINE

OP. CONO (280 RPM)

POSIT/DIRECTIVE 2

PU: TYPE/ATTACH

NUMBER OF AVERAGES: 8

OVERALL .011 GSE

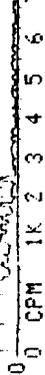
LEVEL .044 IN/S PEAK

CURSOR: .009 IN/S PEAK
350 CPM

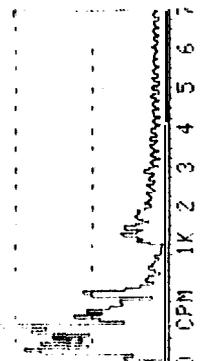
IRG MECHANALYSIS

ORDER	CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
.200	50	.018	2.10	525	.015
.500	125	.025	2.30	575	.014
.700	175	.037	3.80	950	.005
1.00	250	.039	4.80	1200	.007
1.20	300	.029	5.80	1450	.006
1.40	350	.024	7.00	1750	.005
1.60	400	.015	9.50		.005
1.90	475	.014	28.4		.007

MINIMUM LEVEL C: 0.00



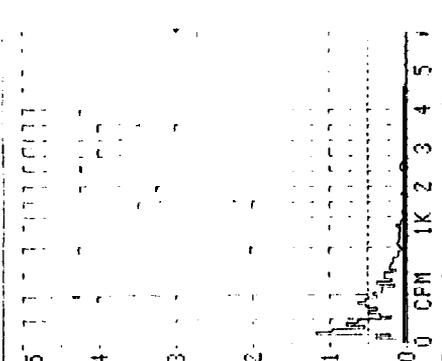
DATE: 11-27 TIME: 10:50
 MACHINE: _____
 OP. COND (RPM): 107
 POSIT/DIRECT: 08
 PU: TYPE/ATTCH: 06
 NUMBER OF AVERAGES: 04
 OVERALL INVS PEAK: 0.02
 LEVEL: _____
 CURSOR: .000 INVS PEAK
 0 CPM
 TRD MECHANALYSIS



CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
25	.92	---	500	.013
100	.88	---	575	.022
150	.83	---	1050	.008
200	.81	---	1150	.008
250	.86	---	1250	.013
300	.47	---	1400	.012
375	.25	---	1500	.009
425	.22	---	1700	.009

MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

DATE: 11-27 TIME: 10:57
 MACHINE: _____
 OP. COND (RPM): 188
 POSIT/DIRECT: 04
 PU: TYPE/ATTCH: 03
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL INVS PEAK: 0.013
 LEVEL: _____
 CURSOR: .043 INVS PEAK
 400 CPM
 TRD MECHANALYSIS



ORDER	CPM	LEVEL
188	75	.119
.375	150	.079
.625	250	.051
.813	325	.063

MINIMUM LEVEL

DATE TIME 1014
 MACHINE
 OP. COND (RPM)
 POSIT/DIRECTN
 PU: TYPE/ATTCHMT
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .009 GSE
 LEVEL .363 IN/S PEAK

CURSOR: .000 IN/S PEAK
 0 LPM

IFO MECHANALYSIS



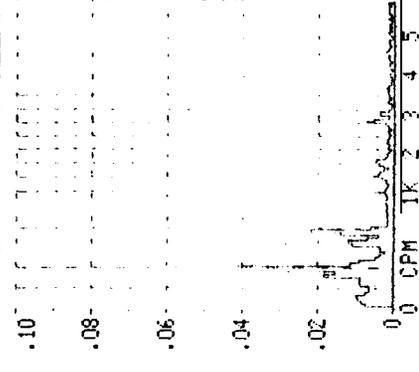
MINIMUM LEVEL

CPM	LEVEL	ORDER
100	.045	
150	.056	
250	.054	
300	.041	
400	.027	

DATE TIME 1014
 MACHINE B.B.
 OP. COND (RPM)
 POSIT/DIRECTN
 PU: TYPE/ATTCHMT
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .007 GSE
 LEVEL .072 IN/S PEAK

CURSOR: .042 IN/S PEAK
 350 CPM

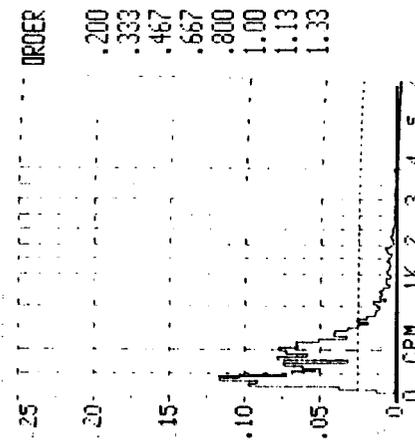
IRO MECHANALYSIS



MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
50	.008	1.43	500	.004
100	.010	1.64	575	.012
150	.006	1.79	625	.004
225	.009	1.93	675	.022
275	.018	2.86	1000	.004
350	.042	4.00	1400	.006
400	.009	5.00	1750	.005
450	.004	8.00	2000	.007

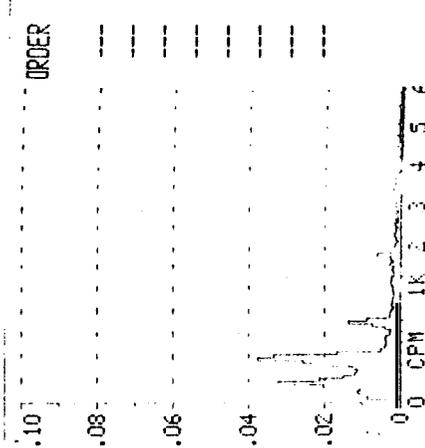
DATE: 10/07 TIME: 10:00
 MACHINE:
 OP. COND (200 RPM)
 POSIT/DIRECTN:
 PU: TYPE/ATTCHMT:
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .008 GSE
 LEVEL .159 IN/S PEAK
 CURSOR: .077 IN/S PEAK
 375 CPM
 IRD MECHANALYSIS



PM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
75	.098	1.47	550	.032
125	.117	1.67	625	.026
175	.068			
250	.074			
300	.079			
375	.077			
425	.066			
500	.041			

MINIMUM LEVEL DISPLAYED: .025

DATE: 10/07 TIME: 10:00
 MACHINE:
 OP. COND (200 RPM)
 POSIT/DIRECTN:
 PU: TYPE/ATTCHMT:
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .012 GSE
 LEVEL .100 IN/S PEAK
 CURSOR: .000 IN/S PEAK
 0 CPM
 IRD MECHANALYSIS

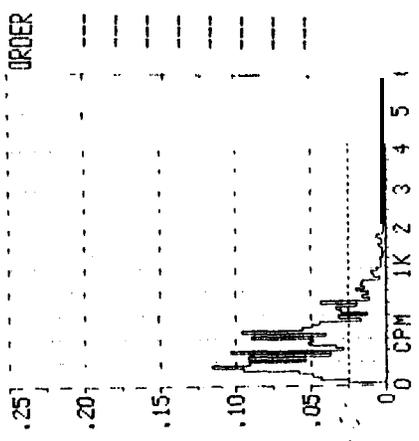


CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
25	.009	---	450	.004
75	.011	---	525	.004
150	.032	---	575	.003
200	.015	---	625	.004
250	.011	---	675	.014
300	.019	---	725	.003
350	.038	---	1500	.003
400	.017	---	1750	.006

MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

DATE _____ TIME _____
 MACHINE _____
 OP. COND (____ RPM)
 POSIT/DIRECTN _____
 PU: TYPE/ATTCHMT _____
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .008 GSE
 LEVEL .038 IN/S PEAK

CURSOR: .000 IN/S PEAK
 0 CPM
 IRD MECHANALYSIS

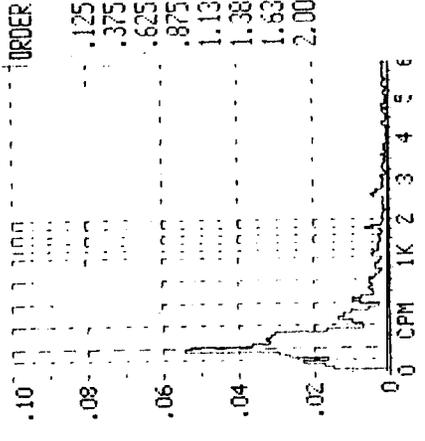


CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
50	.043	---	500	.049
100	.058	---	575	.031
150	.116	---	650	.033
225	.092	---	700	.043
275	.103	---		
350	.052	---		
400	.089	---		
450	.096	---		

MINIMUM LEVEL DISPLAYED: .025

DATE _____ TIME _____
 MACHINE _____
 OP. COND (____ RPM)
 POSIT/DIRECTN _____
 PU: TYPE/ATTCHMT _____
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .008 GSE
 LEVEL .041 IN/S PEAK

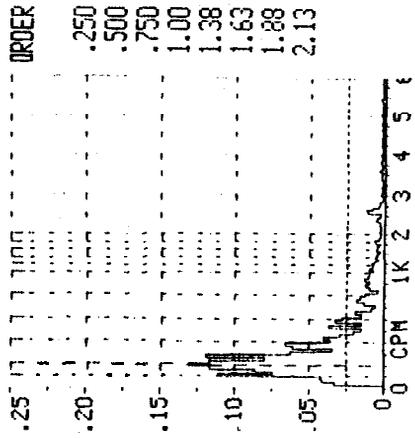
CURSOR: .053 IN/S PEAK
 200 CPM
 IRD MECHANALYSIS



CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
25	.015	2.25	450	.014
75	.023	2.50	500	.012
125	.027	2.75	550	.006
175	.054	3.11	625	.010
225	.036	3.33	725	.006
275	.033	3.50	775	.006
325	.031	5.25	1050	.005
400	.007	8.75	1750	.006

MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

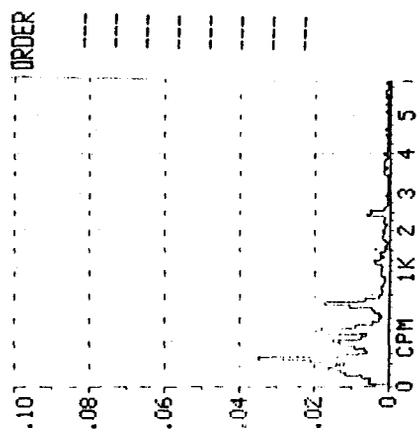
DATE _____ TIME _____
 MACHINE _____
 OP. COND (_____ RPM)
 POSIT/DIRECTN _____
 PU: TYPE/ATTCHMT _____
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .007 GSE
 LEVEL .050 IN/S PEAK
 CURSOR: .131 IN/S PEAK
 200 CPM
 IRD MECHANALYSIS



MINIMUM LEVEL DISPLAYED: .025

CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
50	.042	2.63	525	.036
100	.111	2.88	575	.033
150	.086			
200	.131			
275	.119			
325	.034			
375	.066			
425	.040			

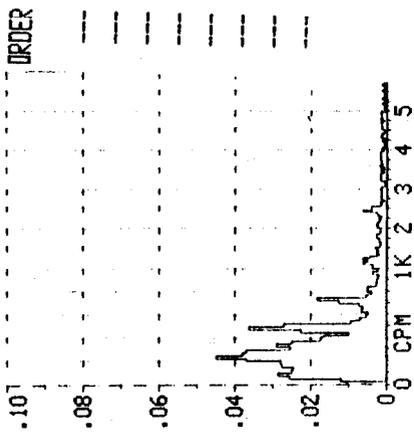
DATE _____ TIME _____
 MACHINE _____
 OP. COND (_____ RPM)
 POSIT/DIRECTN _____
 PU: TYPE/ATTCHMT _____
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .006 GSE
 LEVEL .075 IN/S PEAK
 CURSOR: .000 IN/S PEAK
 0 CPM
 IRD MECHANALYSIS



MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

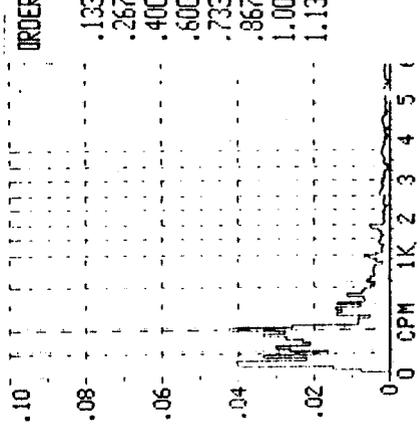
CPM	LEVEL	ORDER	CPM	LEVEL
25	.006	---	475	.020
100	.012	---	525	.009
150	.016	---	575	.003
200	.012	---	675	.005
250	.035	---	775	.017
300	.006	---	1200	.004
350	.009	---	2400	.006
400	.015	---	2500	.006

DATE 6-27-77 TIME 1505
 MACHINE _____
 OP. COND (_____ RPM)
 POSIT/DIRECTN 6000
 PU: TYPE/ATTCHMT _____
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .007 GSE
 LEVEL .078 IN/S PEAK
 CURSOR: .000 IN/S PEAK
 0 CPM
 IRD MECHANALYSIS



MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

DATE 6-27-77 TIME 1505
 MACHINE _____
 OP. COND (_____ RPM)
 POSIT/DIRECTN 6000
 PU: TYPE/ATTCHMT _____
 NUMBER OF AVERAGES: 8
 OVERALL .019 GSE
 LEVEL .109 IN/S PEAK
 CURSOR: .042 IN/S PEAK
 375 CPM
 IRD MECHANALYSIS



MINIMUM LEVEL DISPLAYED: 0.00

LEVEL

LEVEL

CPM

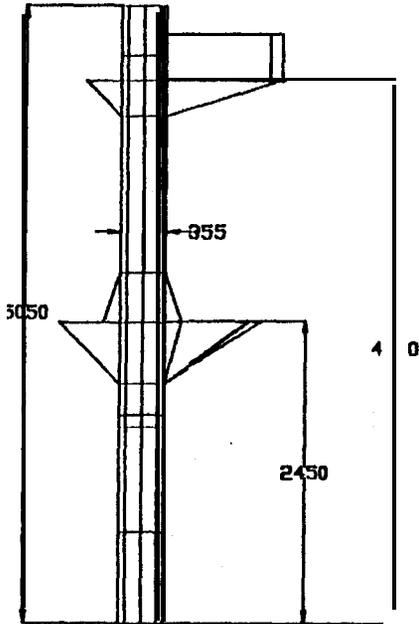
CPM

ORDER

ORDER

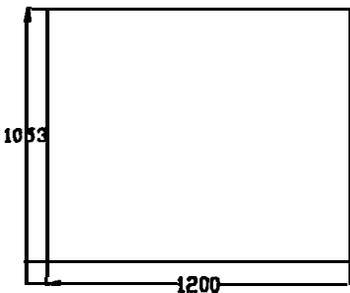
APENDICE F

MODIFICACIONES



Modificacion 1

Tubo superior de igual
diametro que el inferior

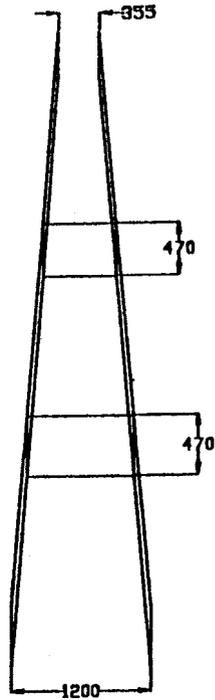
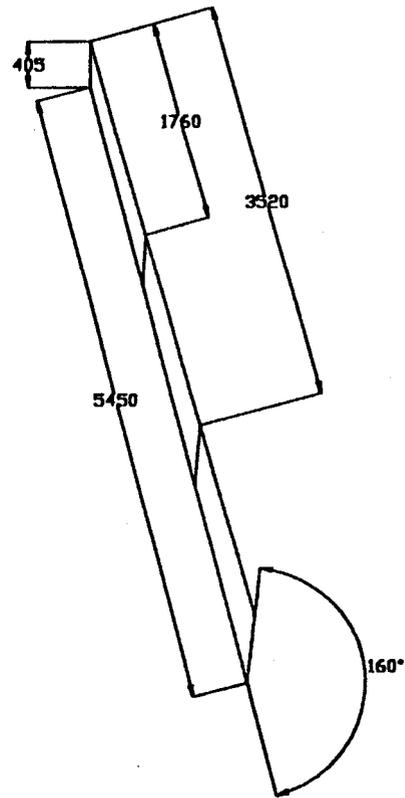


Modificacion 2

Placa de 10 mm de espesor
a colocarse a 4.6 mts
de la base

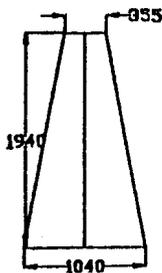
Modificacion 3 *

Soporte superior

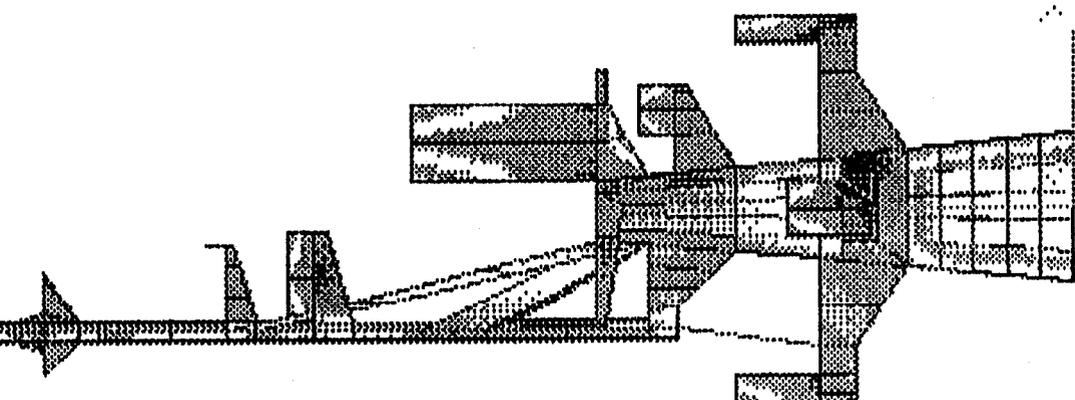


Modificacion 4

soporte inferior



* Todos los espesores de 10 mm



st

hed
s

st

Undo
Snap
Swic
Menu
Draw

disp pt

idden l

* ight

ost

ux post

eneral

lgnd bo

* moathed

ax abs

itmap

o dither

[Esc]

Help

Undo

Inp

Snap

Cur

Swtc

Big

Menu

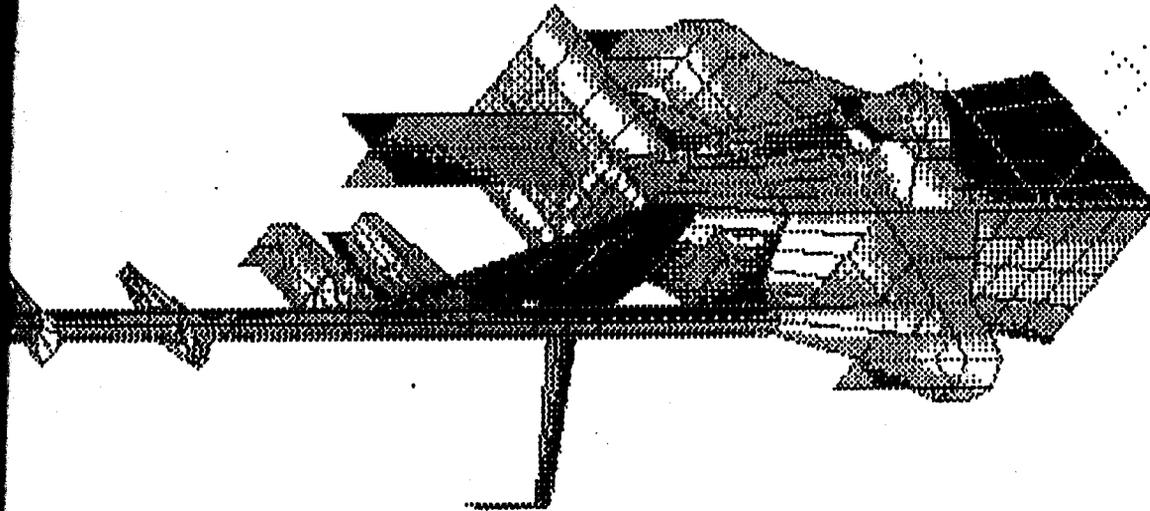
Top

Draw

Dither method = Light

[Auto range] [No frills]

File:modelc8 S=N LC 1/ 12 Vu= 7 Xu=-13509. Yu=-4208.7 Z=6576.86



Z=6576.86

Yu=-4208.7

Xu=-13509.

Vu= 7

12

S=N LC 1/

File:modelc8