

## PROCEDIMIENTO.

- 1.- Mida las dimensiones del sistema motor-rotor con discos.
- 2.- Conecte el sistema a la línea de 110 Volts.
- 3.- Encienda el sistema y utilizando el control de velocidad empiece a aumentar poco a poco la velocidad de giro del rotor.

Una vez que está girando el sistema, se notará que los discos junto con la flecha empezarán a vibrar levemente, pero al seguir aumentando la velocidad de giro se llegará a condiciones en las que la vibración se hace violenta. En esta condición el sistema se encuentra en resonancia y la velocidad a la cual gira se llama velocidad crítica.

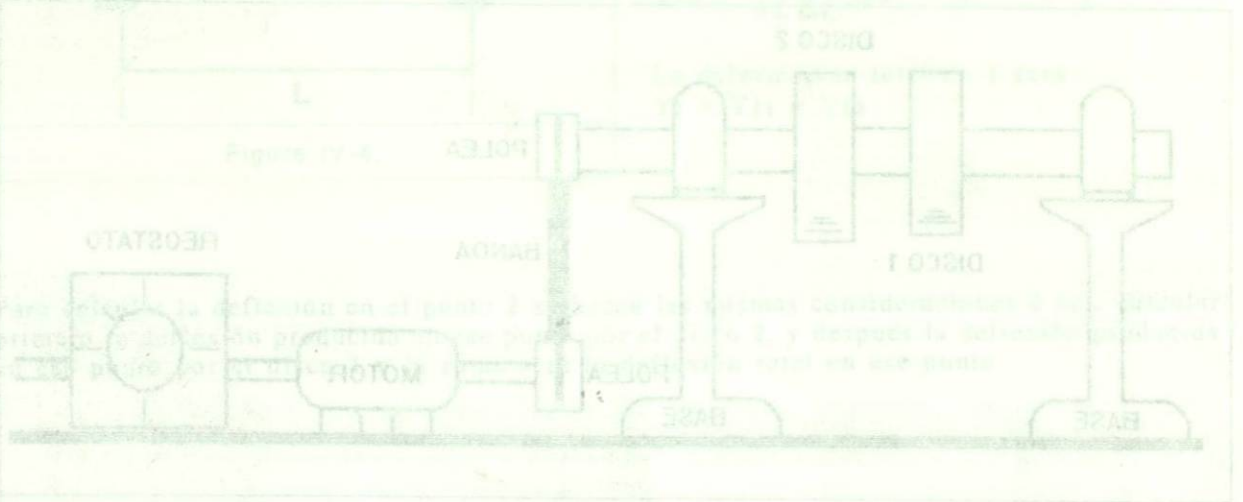
- 4.- Mida con un tacómetro la velocidad de giro de la flecha en las condiciones de velocidad crítica.
- 5.- Determine analíticamente la 1a. velocidad crítica del sistema estudiado.

## REPORTE.

- 1.- Indique las velocidades críticas encontradas tanto analítica como experimentalmente.
- 2.- Compare y comente los resultados.
- 3.- Anexe memoria de cálculo.

## BIBLIOGRAFIA.

- \* TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES.  
William T. Thomson.  
Prentice Hall.



## PRACTICA V RASTREO DE RESONANCIAS

### OBJETIVO.

Determinar las frecuencias naturales y observar los modos de vibración de una viga con masa uniformemente distribuida y simplemente apoyada.

### INTRODUCCION.

Las vigas, elementos estructurales con masa uniformemente distribuida, forman el esqueleto de estructuras, tales como, puentes, edificios, aviones, cohetes, etc.

Al instalar en dicha estructura una o varias fuentes de vibración (motores, compresores, turbinas, etc.) existe la posibilidad de que las fuerzas producidas en dichas máquinas presenten algunas frecuencias de excitación que coincidan con alguna de las frecuencias naturales de los elementos estructurales, resultando con esto una resonancia mecánica en la estructura, caracterizada por una alta vibración. Las condiciones de resonancia en vigas se denominan Modos, debido a que la forma en que vibra la viga en cada resonancia tiene una forma diferente.

Por lo tanto, es de gran importancia evitar las condiciones de resonancia para prevenir catástrofes que pueden costar vidas humanas o dañar estructuras y equipos.

De acuerdo con lo anterior se hace necesario conocer las diferentes frecuencias naturales de los elementos estructurales; por lo que esta práctica describe uno de los métodos para determinarlas.

Cuando se requiere analizar estructuras complejas, como por ejemplo, en la industria aeronáutica, se diseña haciendo una primera aproximación teórica y revisando por ensayo y error, sometiéndolas a vibración en una amplia gama de frecuencias, localizando con esto los elementos estructurales que requieren corrección.

### VIBRACION TRANSVERSAL DE VIGAS.

En un sistema discreto, la elasticidad, la masa y el amortiguamiento son consideradas como propiedades concentradas en algún punto. Aquellos sistemas en los cuales las propiedades antes mencionadas están distribuidas a lo largo y ancho de éstos, son llamados sistemas distribuidos (o sistemas continuos).

Las vigas, barras, flechas, cables y cuerdas se pueden analizar con precisión como sistemas distribuidos. Para formar un modelo matemático de un sistema distribuido, para su análisis, se requiere suponer: que el material es homogéneo; que debe ser elástico, lo que significa que cumple con la ley de Hooke; y que es isotrópico.

En las vigas podemos considerar que la vibración puede ocurrir (según como se aplique la fuerza) en forma transversal, longitudinal o torsional.

En esta práctica consideraremos la vibración transversal por ser la más comúnmente encontrada en las vigas (o estructuras) sobre las cuales se instalan fuentes de vibración (motores, compresores, turbinas, etc.).

Para conocer las frecuencias naturales de una viga se pueden emplear ecuaciones obtenidas por diferentes métodos, una de las cuales se muestra a continuación:

$$f_{ni} = C_i \sqrt{\frac{EI}{\mu L^4}}$$

Donde:

- $f_{ni}$  = Frecuencia Natural del modo  $i$  en Hertz.
- $i$  = Modo de vibración.
- $C_i$  = Constante experimental que depende del modo de vibración y del tipo de empotramiento o soporte.
- $E$  = Módulo de elasticidad en Pa.
- $I$  = Momento de inercia de área en  $m^4$ .
- $\mu$  = Masa por unidad de longitud en Kg/m.
- $L$  = Longitud total (o longitud libre) de la viga en m.

En la Figura V-1 se muestra una tabla con los valores de  $C_i$  para diferentes modos de vibración y para seis tipos de empotramiento o soporte.

Otro método para obtener las frecuencias naturales es el experimental, el cual se conoce como "rastreo de resonancias" y consiste en someter a la viga en estudio a una fuerza de excitación sinusoidal de frecuencia variable; medir la vibración y mediante ésta determinar para cuales frecuencias de excitación la viga presenta amplitudes máximas para cada modo de vibración. Dichas frecuencias corresponden a las frecuencias de resonancia de la viga y por lo tanto son iguales a las naturales de ésta.

Frecuencias naturales de vigas homogéneas de sección transversal uniforme

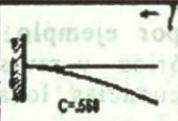
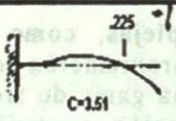
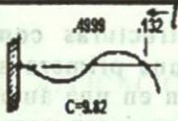
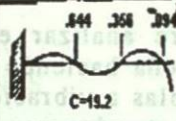
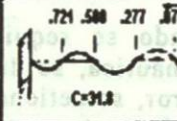
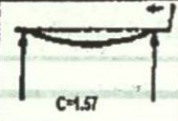
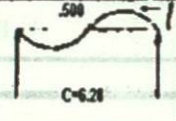
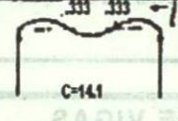
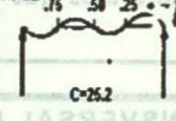
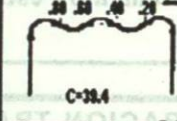
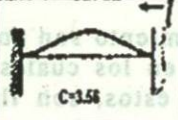
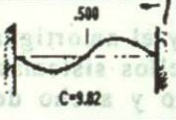
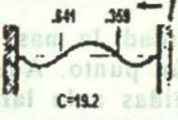
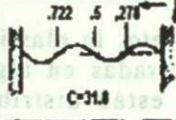
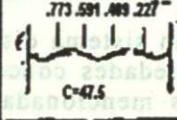
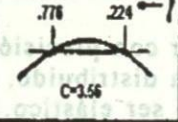
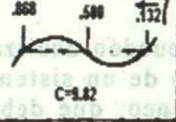
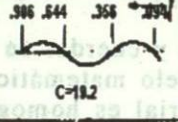
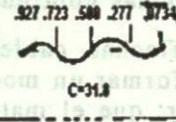
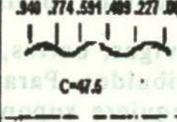
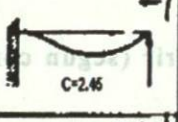
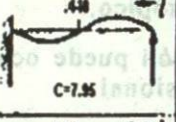
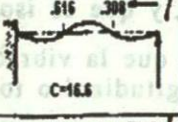
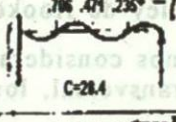
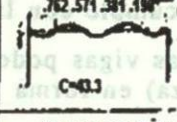
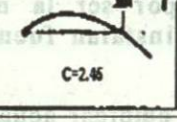
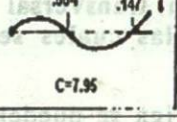
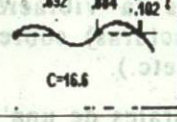
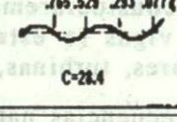
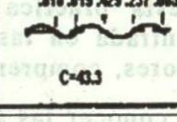
 Cantilliver C=5.68	 C=1.51	 C=9.82	 C=19.2	 C=31.8
 C=1.57	 C=6.28	 C=14.1	 C=25.2	 C=38.4
 C=3.58	 C=9.82	 C=19.2	 C=31.8	 C=47.5
 C=3.56	 C=9.82	 C=19.2	 C=31.8	 C=47.5
 C=2.46	 C=7.95	 C=16.6	 C=28.4	 C=43.3
 C=2.46	 C=7.95	 C=16.6	 C=28.4	 C=43.3

Figura V-1.

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Viga simplemente apoyada.
- 2.- Sistema Generador de Vibraciones formado por:
  - \* Oscilador Eléctrico Sinusoidal.
  - \* Amplificador de potencia.
  - \* Excitador Electro-dinámico.
- 3.- Sistema de Medición de Vibraciones.

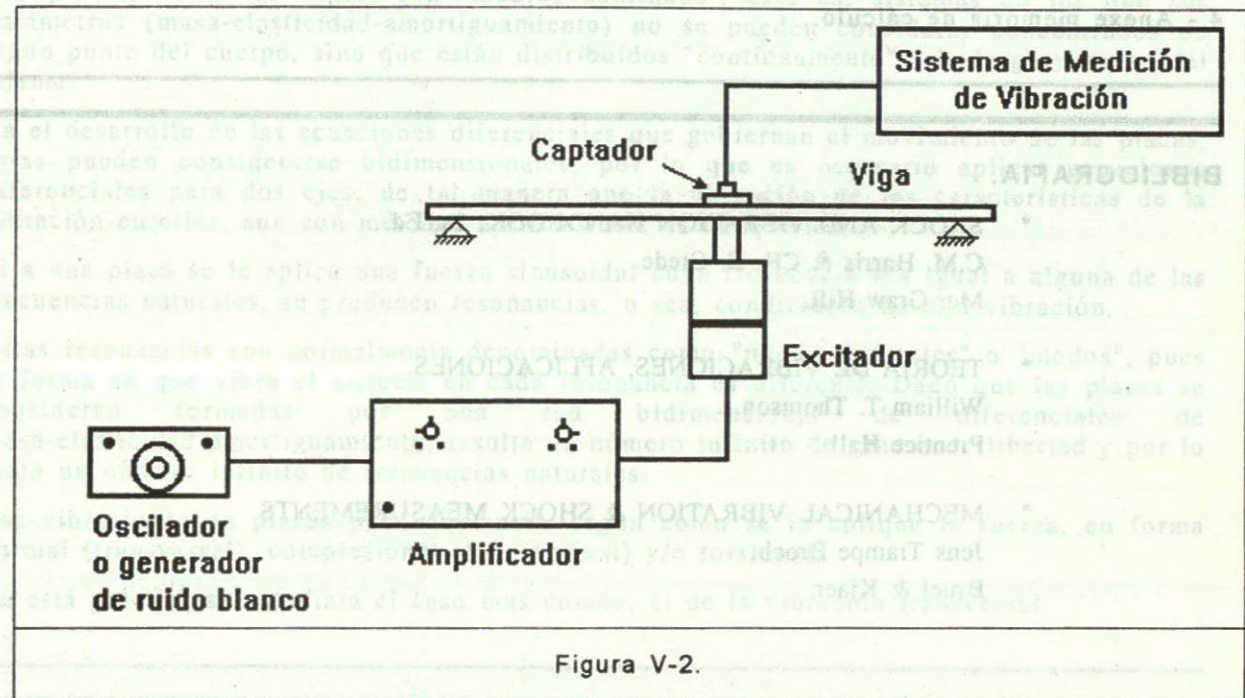


Figura V-2.

PROCEDIMIENTO.

- 1.- Se colocan los aparatos como se muestra en la Figura V-2.
- 2.- Excitar la viga con una fuerza sinusoidal, incrementando la frecuencia lentamente.
- 3.- Mida la respuesta en la excitación cambiando de posición el captador de vibraciones a lo largo de la viga. Con ello podrá observar la variación de amplitudes y determinar así sus modos de vibración.
- 4.- Cada vez que se encuentre una resonancia, registrar la frecuencia y observar el modo de vibración.

## REPORTE.

- 1.- Indique las características y dimensiones de la viga estudiada.
- 2.- Indique el equipo utilizado y su disposición.
- 3.- Elabore una tabla en la que indique:
  - a).- El modo de vibración.
  - b).- La frecuencia natural obtenida analíticamente.
  - c).- La frecuencia natural obtenida experimentalmente.
- 4.- Anexe memoria de cálculo.

## BIBLIOGRAFIA.

- \* SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, 2a. Ed.  
C.M. Harris & CH. E. Crede.  
Mc. Graw Hill.
- \* TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES.  
William T. Thomson.  
Prentice Hall.
- \* MECHANICAL VIBRATION & SHOCK MEASUREMENTS.  
Jens Trampe Broch.  
Bruel & Kjaer.

## PRACTICA VI MODOS DE VIBRACION EN PLACAS

### OBJETIVO.

Determinar las frecuencias naturales y observar los modos de vibración en placas.

### INTRODUCCION.

Las placas, como las vigas, son "medios continuos", esto es, sistemas en los que sus parámetros (masa-elasticidad-amortiguamiento) no se pueden considerar concentrados en algún punto del cuerpo, sino que están distribuidos "continuamente" a lo largo y ancho del mismo.

En el desarrollo de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el movimiento de las placas, éstas pueden considerarse bidimensionales, por lo que es necesario aplicar ecuaciones diferenciales para dos ejes, de tal manera que la obtención de las características de la vibración en ellas, aun con métodos aproximados, es complicada.

Si a una placa se le aplica una fuerza sinusoidal cuya frecuencia sea igual a alguna de las frecuencias naturales, se producen resonancias, o sea, condiciones de alta vibración.

Estas resonancias son normalmente denominadas como "modos naturales" o "modos", pues la forma en que vibra el sistema en cada resonancia es diferente. Dado que las placas se consideran formadas por una red bidimensional de diferenciales de masa-elasticidad-amortiguamiento, resulta un número infinito de grados de libertad y por lo tanto un número infinito de frecuencias naturales.

Las vibraciones en placas pueden ocurrir, según como se le aplique la fuerza, en forma normal (transversal), compresional (longitudinal) y/o torsional.

En esta práctica se estudiará el caso mas común, el de la vibración transversal.

### VIBRACION TRANSVERSAL DE PLACAS.

Si sólo se desean conocer las frecuencias naturales, las que determinan las frecuencias de resonancia y por lo tanto los modos de vibración, se han desarrollado ecuaciones para casos simples, como el de la placa cuadrada que incluye una constante evaluada experimentalmente  $C_i$ , la cual se incluye a continuación:

$$\omega_{ni} = C_i \sqrt{\frac{D}{\rho h a^4}} = C_i \sqrt{\frac{E h^2}{12 \rho a^4 (1-\nu^2)}}$$

Donde:

- $\omega_{ni}$  = Frecuencia natural del modo  $i$  en rad/s.
- $i$  = Modo de la vibración.
- $C_i$  = Constante experimental que depende de la forma de la placa y del tipo de empotramiento.
- $D$  =  $E h^3 / 12 (1-\nu^2)$ .

- $E$  = Modulo de elasticidad en Pa.  
 $\rho$  = Densidad en  $\text{Kg/m}^3$ .  
 $h$  = Espesor de la placa en m.  
 $a$  = Lado de placa cuadrada en m.  
 $\nu$  = Relación de Poisson.

Los valores de  $C_i$  para placas cuadradas se presentan en la figura VI-1.

	1er MODO	2o. MODO	3er. MODO	4o. MODO	5o. MODO	6o. MODO
$\omega_n \sqrt{Dg/\gamma h^4}$	3.494	8.547	21.44	27.46	31.17	
LINEAS NODALES						
$\omega_n \sqrt{Dg/\gamma h^4}$	35.99	73.41	108.27	131.64	132.25	165.15
LINEAS NODALES						
$\omega_n \sqrt{Dg/\gamma h^4}$	6.958	24.08	26.80	48.05	63.14	
LINEAS NODALES						

Figura VI-1.- Constantes de modos de vibración para placas cuadradas.

En la gráfica anterior las líneas punteadas indican las líneas nodales o sea donde la vibración es cero.

Debe tenerse claro que al medirse la vibración normal en una estructura real, la amplitud variará ampliamente de punto a punto de medición, aun y cuando estén situados relativamente cerca entre si.

Además del método analítico, las frecuencias naturales de una placa pueden obtenerse experimentalmente mediante "Rastreo de Resonancias". Dicho método se describe en la Práctica V, correspondiente a modos de vibración en vigas.

#### EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Estructura para estudio de placas.
- 2.- Sistema generador de vibraciones formado por:
  - \* Oscilador Eléctrico Sinusoidal.
  - \* Amplificador de potencia.
  - \* Excitador electro-dinámico.

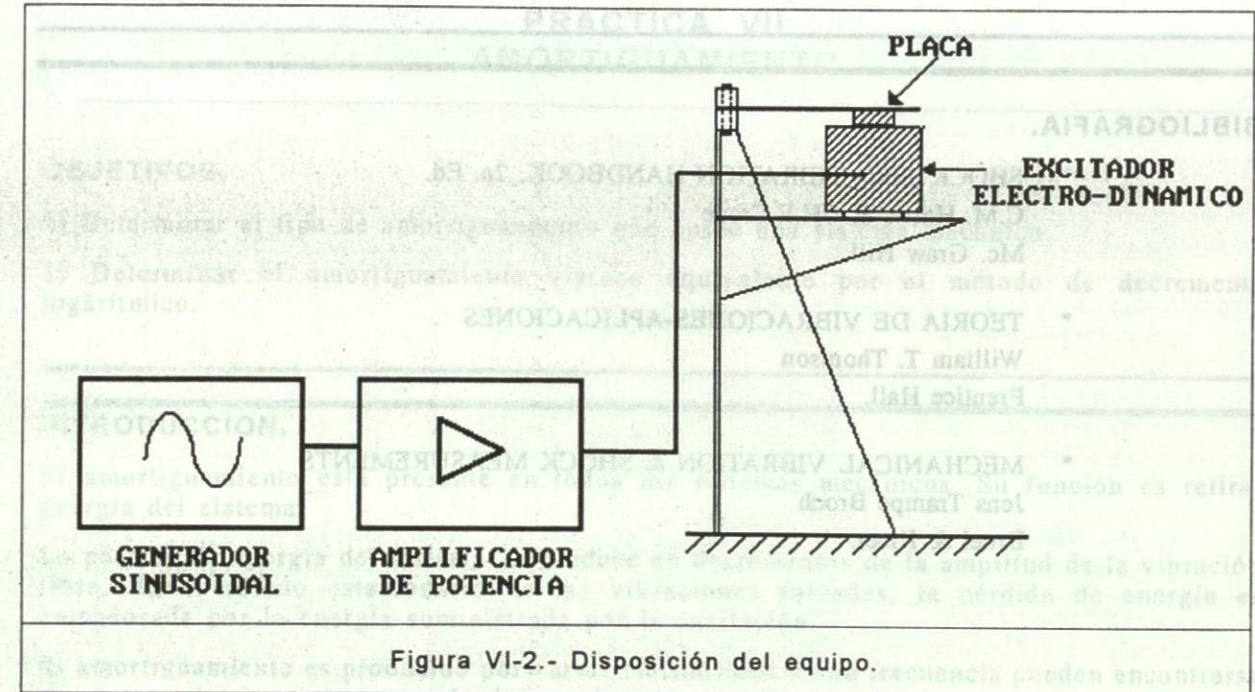


Figura VI-2.- Disposición del equipo.

#### PROCEDIMIENTO.

- 1.- Coloque la placa a estudiar en la estructura para estudio de placas e instale el equipo de excitación.
- 2.- Mida las dimensiones de la placa.
- 3.- Excitar la placa con una fuerza sinusoidal, incrementando la frecuencia lentamente.
- 4.- Cada vez que se encuentre una resonancia registrar la frecuencia y observar las líneas nodales.

#### REPORTE.

- 1.- Indique las características de la placa estudiada.
- 2.- Indique el equipo utilizado y su disposición.
- 3.- Elabore una tabla donde indique.
  - a) El modo de vibración.
  - b) La frecuencia natural calculada analíticamente.
  - c) La frecuencia natural obtenida experimentalmente.
- 4.- Comente los resultados.
- 5.- Anexe memoria de cálculo.

## BIBLIOGRAFIA.

- \* SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, 2a. Ed.  
C.M. Harris & CH.E. Crede  
Mc. Graw Hill.
- \* TEORIA DE VIBRACIONES-APLICACIONES  
William T. Thomson  
Prentice Hall.
- \* MECHANICAL VIBRATION & SHOCK MEASUREMENTS  
Jens Trampe Broch  
Bruel & Kjaer.

## PRACTICA VII AMORTIGUAMIENTO

### OBJETIVOS.

- 1) Determinar el tipo de amortiguamiento que posee un sistema mecánico.
- 2) Determinar el amortiguamiento viscoso equivalente por el método de decremento logarítmico.

### INTRODUCCION.

El amortiguamiento está presente en todos los sistemas mecánicos. Su función es retirar energía del sistema.

La pérdida de energía del sistema se traduce en decrementos de la amplitud de la vibración libre. En el estado estacionario de las vibraciones forzadas, la pérdida de energía es compensada por la energía suministrada por la excitación.

El amortiguamiento es producido por varios mecanismos y con frecuencia pueden encontrarse presentes, al mismo tiempo, más de uno de ellos.

Los mecanismos o tipos de amortiguamiento son:

a) **Amortiguamiento fluido.**- Se produce por la resistencia de un fluido al movimiento de un sólido y puede ser:

\* **Viscoso.**- Si la fuerza es proporcional a la velocidad ( $F = C \dot{x}$ ). La constante de proporcionalidad, llamada constante de amortiguamiento viscoso, depende de la viscosidad absoluta del fluido, el área superficial y el espesor de la película de fluido.

\* **Turbulento.**- Si la fuerza es proporcional al cuadrado de la velocidad ( $F = C \dot{x}^2$ ).

b) **Amortiguamiento por fricción seca o de Coulomb.**- Es causado por la fricción cinética entre superficies deslizantes secas ( $F = \mu N$ ).

c) **Amortiguamiento por histéresis.**- Se ocasiona por la fricción interna molecular o histéresis, cuando se deforma un cuerpo sólido.

Es raro que ocurra una forma de amortiguamiento con exclusión de otra. Con mayor frecuencia, ocurren en forma conjunta todas las clases de amortiguación. Esto hace la descripción matemática bastante complicada y no adecuada para el análisis de vibraciones, por lo que se acostumbra considerar para el análisis que el amortiguamiento es solamente viscoso. Este modelo se denomina de amortiguamiento viscoso equivalente y conduce a soluciones matemáticas manejables y resulta adecuado para evaluar la respuesta vibratoria del sistema.

Así entonces

$$F = C \dot{x}$$

La disipación de energía es determinada usualmente bajo condiciones de oscilaciones cíclicas.

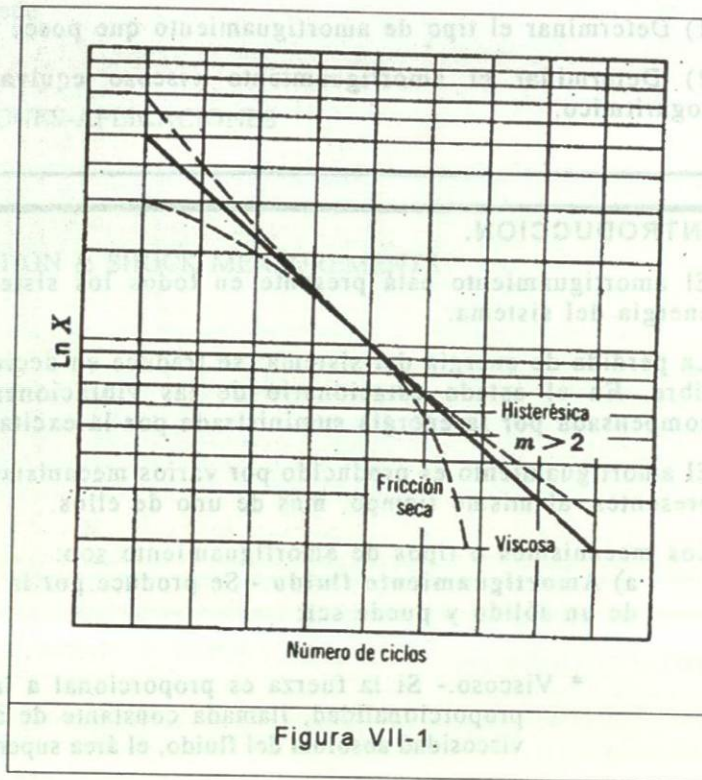
### IDENTIFICACION DEL TIPO DE AMORTIGUAMIENTO.

Una indicación conveniente de la clase de amortiguamiento presente, es la graficación semilogarítmica del logaritmo del desplazamiento máximo vs. el número de ciclos de vibración libre.

Si el amortiguamiento es viscoso la gráfica será lineal. La pendiente de la línea es el decremento logarítmico. Si se encuentra presente el amortiguamiento interno (histéresis) la gráfica será curva y cóncava hacia arriba. Si se encuentra presente la fricción seca la gráfica será cóncava hacia abajo, ver Figura VII-1.

La Figura VII-2 muestra cuatro curvas de decremento, todas ellas tomadas de los registros reales de movimientos amortiguados de automóviles.

Para obtenerlas, se montó una pluma de registro a uno de los parachoques, anterior o posterior, encontrándose el automóvil en reposo y se desplazó entonces el cuerpo del mismo. En el primer ejemplo, el amortiguamiento es viscoso, debido principalmente a un sistema de amortiguamiento en buen estado de funcionamiento. En el segundo, la acción del amortiguador es mala y el amortiguamiento se debe principalmente a la estructura o bastidor. En el tercer caso es aparente la fricción seca por partes estructurales que frotan entre sí. En el cuarto ejemplo, en el que los amortiguadores son inefectivos, teniendo el émbolo buzo un ajuste flojo, el amortiguamiento es diferente en cada dirección.



### DECREMENTO LOGARITMICO.

Un método conveniente para determinar la cantidad de amortiguamiento presente en un sistema es midiendo la relación de caída de la intensidad de las oscilaciones del sistema vibrando libremente. Esto se expresa convenientemente por el término llamado decremento logarítmico, que es definido como el logaritmo natural de la relación de dos amplitudes máximas sucesivas de la oscilación amortiguada.

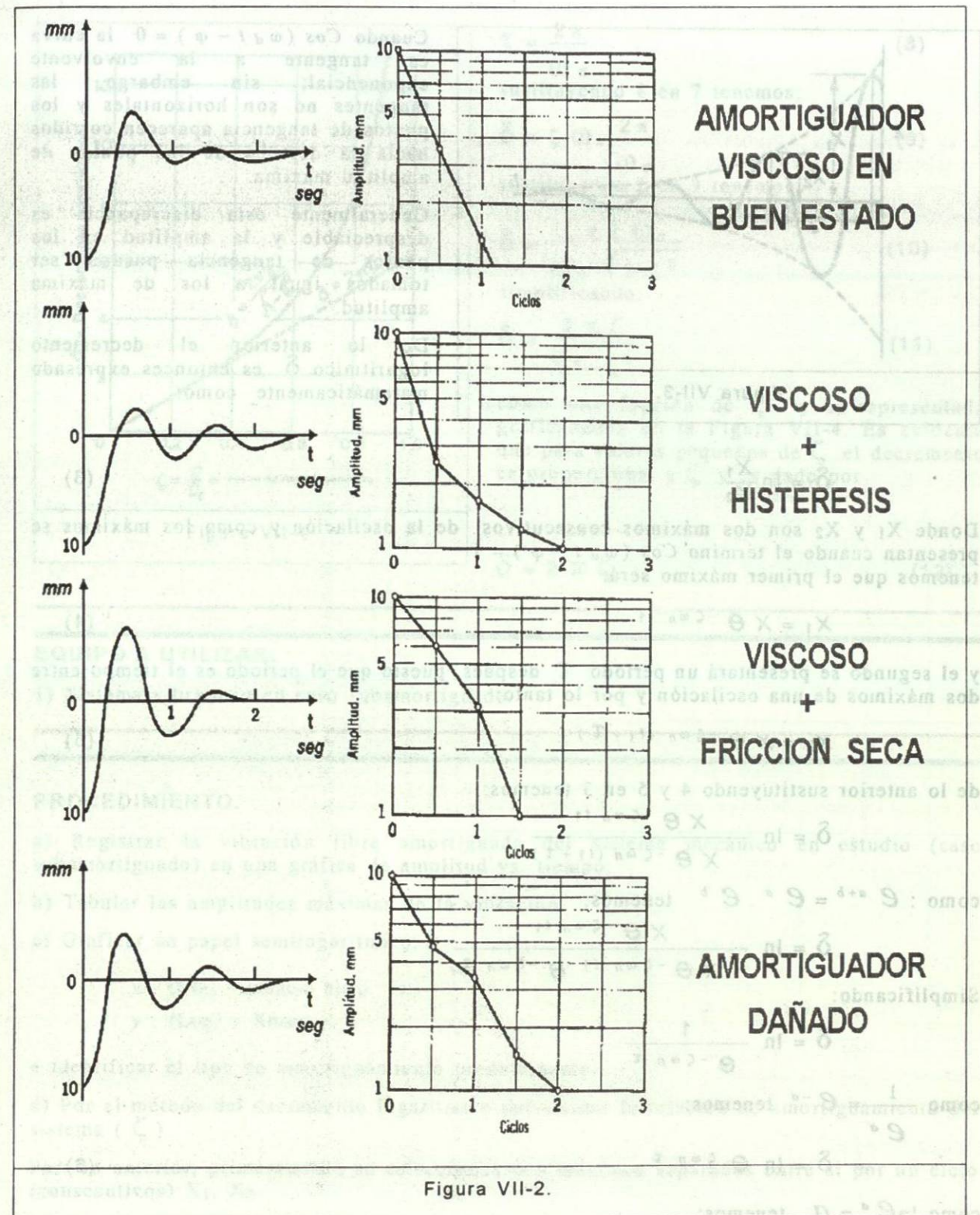
Considerando una vibración amortiguada del tipo oscilatoria representada por la ecuación:

$$x = X e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) \quad (1)$$

Donde:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2)$$

y mostrada gráficamente en la Figura VII-3.



La relación de caída de la oscilación es medida con el decremento logarítmico.

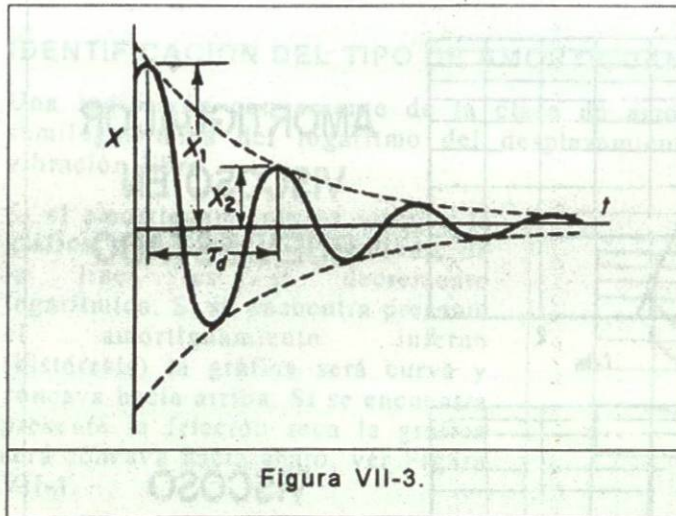


Figura VII-3.

Cuando  $\cos(\omega_d t - \varphi) = 0$  la curva es tangente a la envolvente exponencial; sin embargo, las tangentes no son horizontales y los puntos de tangencia aparecen corridos hacia la derecha de los puntos de amplitud máxima.

Generalmente esta discrepancia es despreciable y la amplitud en los puntos de tangencia pueden ser tomados igual a los de máxima amplitud.

De lo anterior el decremento logarítmico  $\delta$  es entonces expresado matemáticamente como:

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2} \quad (3)$$

Donde  $X_1$  y  $X_2$  son dos máximos consecutivos de la oscilación y como los máximos se presentan cuando el término  $\cos(\omega_d t - \varphi) = 1$  tenemos que el primer máximo será:

$$X_1 = X e^{-\zeta \omega_n t_1} \quad (4)$$

y el segundo se presentará un período  $\tau$  después, puesto que el período es el tiempo entre dos máximos de una oscilación y por lo tanto:

$$X_2 = X e^{-\zeta \omega_n (t_1 + \tau)} \quad (5)$$

de lo anterior sustituyendo 4 y 5 en 3 tenemos:

$$\delta = \ln \frac{X e^{-\zeta \omega_n t_1}}{X e^{-\zeta \omega_n (t_1 + \tau)}}$$

como:  $e^{a+b} = e^a \cdot e^b$  tenemos:

$$\delta = \ln \frac{X e^{-\zeta \omega_n t_1}}{X e^{-\zeta \omega_n t_1} e^{-\zeta \omega_n \tau}}$$

Simplificando:

$$\delta = \ln \frac{1}{e^{-\zeta \omega_n \tau}}$$

como  $\frac{1}{e^a} = e^{-a}$  tenemos:

$$\delta = \ln e^{\zeta \omega_n \tau} \quad (6)$$

como  $\ln e^a = a$  tenemos:

$$\delta = \zeta \omega_n \tau \quad (7)$$

Como el período de la oscilación es el inverso de la frecuencia natural amortiguada expresada en Hz tenemos:

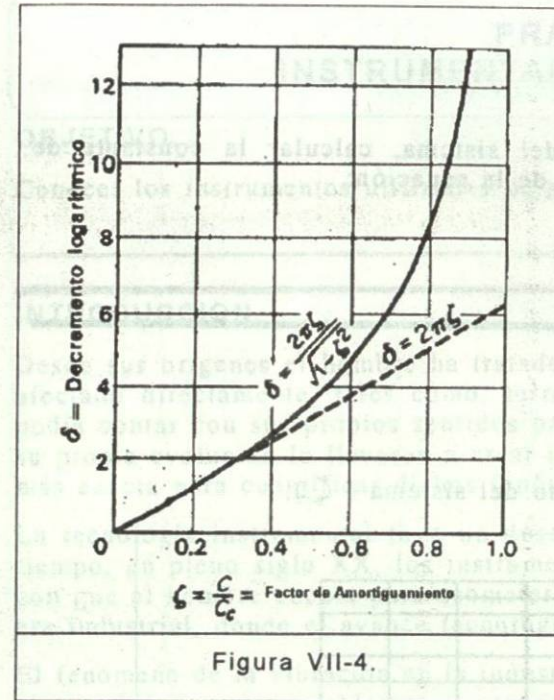


Figura VII-4.

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (8)$$

sustituyendo 8 en 7 tenemos:

$$\delta = \zeta \omega_n \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (9)$$

sustituyendo 2 en 9 tenemos:

$$\delta = \frac{\zeta \pi 2 \omega_n}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (10)$$

simplificando:

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (11)$$

como una función de  $\zeta$  y es representada gráficamente en la Figura VII-4. Es evidente que para valores pequeños de  $\zeta$  el decremento es proporcional a  $\zeta$  y es dado por

$$\delta \approx 2\pi\zeta \quad (12)$$

#### EQUIPO A UTILIZAR.

- 1) Sistema vibratorio en caso subamortiguado.

#### PROCEDIMIENTO.

a) Registrar la vibración libre amortiguada del sistema mecánico en estudio (caso subamortiguado) en una gráfica de amplitud vs. tiempo.

b) Tabular las amplitudes máximas de la vibración

c) Graficar en papel semilogarítmico:

x (Lin) = número ciclo vs.

y (Log) =  $X_{max}$

e identificar el tipo de amortiguamiento predominante.

d) Por el método del decremento logarítmico determinar la relación de amortiguamiento del sistema ( $\zeta$ ).

Para lo anterior, primeramente se seleccionan dos máximos separados entre sí por un ciclo (consecutivos)  $X_1, X_2$ .

Con dichos valores calcule:

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2}$$

una vez obtenido  $\delta$ , determine  $\zeta$  utilizando

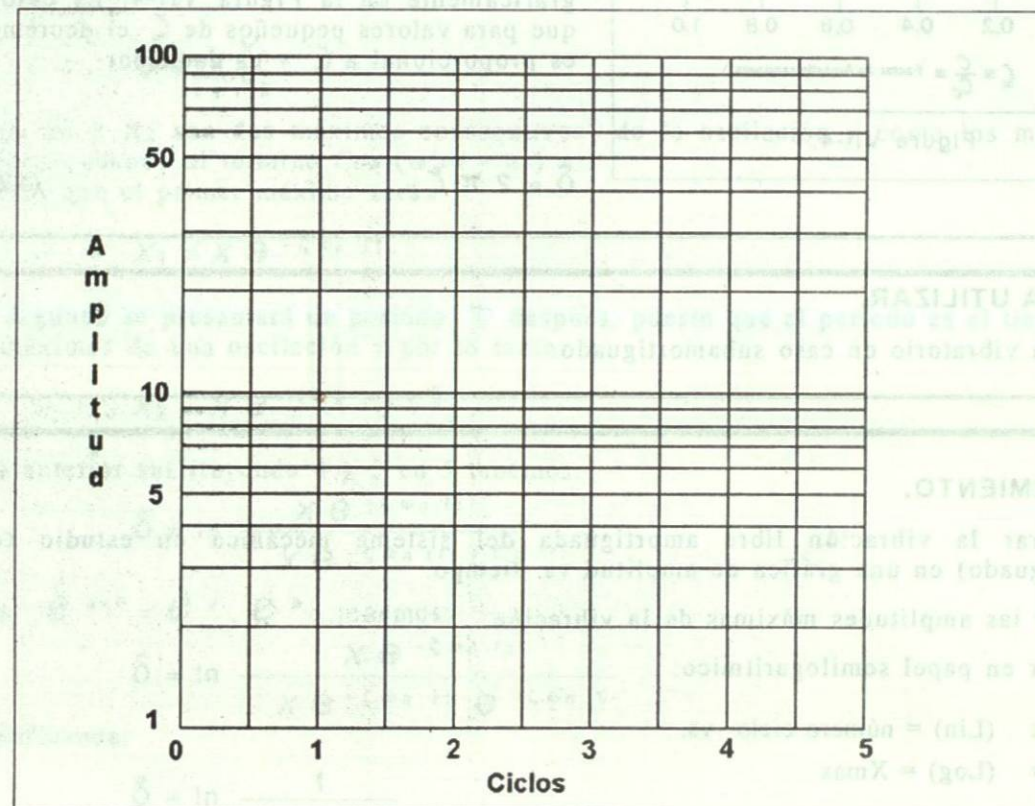
$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}$$

Si se tienen los valores de la masa y la  $K_{eq}$  del sistema, calcular la constante de amortiguación viscosa equivalente "C" con la ayuda de la ecuación:

$$C_c = 2m\omega_n = 2\sqrt{mK}$$

### REPORTE.

- 1.- Describir el sistema analizado.
- 2.- Resultados de medición (tabla y gráfica).
- 3.- Indicar el tipo de amortiguamiento predominante.
- 4.- Indicar el valor de la relación de amortiguamiento del sistema ( $\zeta$ ).



### BIBLIOGRAFIA.

- \* INTRODUCCION AL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECANICAS  
R.F. Steidel Jr.  
CECSA
- \* TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES  
William T. Thomson  
Prentice Hall.

## PRACTICA VIII INSTRUMENTACION DE VIBRACIONES

### OBJETIVO.

Conocer los instrumentos utilizados para producir, medir y analizar vibraciones mecánicas.

### INTRODUCCION.

Desde sus orígenes el hombre ha tratado de explicarse los fenómenos naturales que lo han afectado directamente, tales como, terremotos, sismos, mareas, etc. En un principio solo podía contar con sus propios sentidos para explicarse estos fenómenos, pero la necesidad y su propia evolución lo llevaron a crear instrumentos que le proporcionarían una información más exacta para cuantificar dichos fenómenos.

La tecnología instrumental tuvo un desarrollo lento en un principio, pero al transcurrir el tiempo, en pleno siglo XX, los instrumentos de medición forman parte de las herramientas con que el hombre cuenta para acometer los variados problemas que se le presentan en esta era industrial, donde el avance tecnológico aumenta constantemente.

El fenómeno de la vibración en la industria es uno de los principales problemas a combatir, pues origina serios problemas y grandes pérdidas, por lo que es de gran importancia y utilidad el conocer la instrumentación de este campo.

Por otro lado, se puede presentar la necesidad de someter a vibración una máquina o estructura para observar su comportamiento (posibles resonancias) respecto a diferentes frecuencias de excitación o para probar su resistencia.

### INSTRUMENTACION DE VIBRACIONES.

Cuando se requiere estudiar la vibración con el propósito de eliminarla, debemos utilizar un sistema para medición y análisis de vibración.

Para producir vibración será necesario hacer uso de equipo generador de vibraciones, también llamado, equipo de excitación.

### INSTRUMENTOS PARA LA MEDICION/ANALISIS DE LA VIBRACION.

El equipo que a continuación se describe es el más usado para la medición y control de vibraciones mecánicas.

La función de los componentes del sistema de medición y/o análisis del tipo Eléctrico-Electrónico se describen a continuación.

**Captadores.**- Consisten en un transductor de energía el cual se encarga de transformar la energía mecánica (de la vibración) a energía eléctrica. Se diseña para que la señal eléctrica a la salida de éste sea proporcional a la vibración.

Según el parámetro, al cual es proporcional la señal eléctrica, los captadores pueden ser:

- a) De desplazamiento.
- b) De velocidad.
- c) De aceleración.