



ITSSAT

INGENIERÍA MECATRÓNICA

QUINTO SEMESTRE

GRUPO: 511 A

MATERIA: VIBRACIONES MECÁNICAS

DOCENTE: ING. CARLOS MARTINEZ VAZQUEZ

INVESTIGACIÓN UNIDAD 3

ALUMNO: ARANTZA GUADALUPE GARCIA ZAPOT

MATRICULA: 211U00024

SAN ANDRÉS TUXTLA, VER.

18 DE ABRIL DE 2023

INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE SAN ANDRÉS TUXTLA				PRODUCTO: RUBRICA INVESTIGACIÓN		
ASIGNATURA: VIBRACIONES MECÁNICAS				PERIODO: FEBRERO – JULIO 2023		GRUPO: 511-A
CARRERA: INGENIERÍA MECATRONICA				FECHA:		UNIDAD: 3
NOMBRE DEL DOCENTE: IEM. CARLOS MARTÍNEZ VÁZQUEZ				NOMBRE DE ALUMNO / NUMERO DE CONTROL: ARANTZA GUADALUPE GARCIA ZAPOT/211U0024		
NOMBRE DE LA UNIDAD:				SUBTEMA INVESTIGADO:		
RUBRICA DE TRABAJO DE INVESTIGACION						
CRITERIO/ CALIDAD	Excelente	Notable	Bueno	Suficiente	Insuficiente	Puntos
Hoja de presentación 3 %	Tiene completo nombre de la escuela (logotipo de la carrera y escuela), Carrera, Asignatura, Profesor, Alumnos, Matricula, Grupo, Lugar y fecha de entrega.	Casi completo nombre de la escuela (logotipo de la carrera y escuela), Carrera, Asignatura, Profesor, Alumnos, Matricula, Grupo, Lugar y fecha de entrega.	Unos pocos errores de nombre de la escuela (logotipo de la carrera y escuela), Carrera, Asignatura, Profesor, Alumnos, Matricula, Grupo, Lugar y fecha de entrega.	Varios errores de nombre de la escuela (logotipo de la carrera y escuela), Carrera, Asignatura, Profesor, Alumnos, Matricula, Grupo, Lugar y fecha de entrega.	Muchísimos errores de nombre de la escuela (logotipo de la carrera y escuela), Carrera, Asignatura, Profesor, Alumnos, Matricula, Grupo, Lugar y fecha de entrega.	
Introducción 3 %	Tiene una amplia introducción, dan una idea clara del contenido del trabajo, motivando al lector a continuar con su lectura y revisión.	Tiene una mediana introducción, siguen dando una idea clara del contenido del trabajo, motivando al lector a continuar con su lectura y revisión.	Tiene una poca introducción, sin embargo, dan una idea sintetizada del contenido del trabajo, motivando al lector a continuar con su lectura y revisión.	Tiene mínima introducción dan una idea muy poco clara del contenido del trabajo, no motivan al lector a continuar con su lectura y revisión.	No tiene introducción, por lo tanto, no tiene una idea clara del contenido del trabajo, tampoco motivan al lector a continuar con su lectura y revisión.	
Desarrollo del tema 7 %	La información está muy bien organizada con párrafos bien redactados y justificados, se distinguen bien los subtítulos y títulos.	La información está organizada con párrafos bien redactados, sin estar justificado el contenido.	La información está organizada, pero los párrafos no están bien redactados ni tampoco está justificado el contenido.	La información proporcionada no parece estar organizada, los párrafos no están bien redactados ni tampoco está justificado el contenido.	La información proporcionada no está organizada, los párrafos no están bien redactados ni tampoco está justificado el contenido.	
Ortografía 3 %	No hay errores de gramática, ortografía o puntuación.	Casi no hay errores de gramática, ortografía o puntuación.	Unos pocos errores de gramática, ortografía o puntuación.	Pocos errores de gramática, ortografía o puntuación.	Muchos errores de gramática, ortografía o puntuación.	
Justificación 3 %	Excelente justificación del texto y márgenes de 2.5 cm de todos lados.	Muy buena justificación del texto y márgenes de 2.5 cm de todos lados.	Buena justificación del texto y márgenes de 2.5 cm de todos lados.	Trata de justificación del texto y márgenes de 2.5 cm de todos lados.	No justificación del texto y márgenes de 2.5 cm de todos lados.	
Formato del contenido 8 %	Cumple con el siguiente formato completo: letra tipo: Times New Roman. a) TITULOS en negritas , MAYUSCULAS y CENTRADOS , No. 14. b) SUBTITULOS en negritas , MAYUSCULAS y ALINIADO A LA IZQUIERDA , No. 12. c) CONTENIDO JUSTIFICADO, No. 12.	Casi cumple con el siguiente formato completo: letra tipo: Times New Roman. d) TITULOS en negritas , MAYUSCULAS y CENTRADOS , No. 14. e) SUBTITULOS en negritas , MAYUSCULAS y ALINIADO A LA IZQUIERDA , No. 12. a) CONTENIDO JUSTIFICADO, No. 12.	Cumple una parte con el siguiente formato completo: letra tipo: Times New Roman. f) TITULOS en negritas , MAYUSCULAS y CENTRADOS , No. 14. g) SUBTITULOS en negritas , MAYUSCULAS y ALINIADO A LA IZQUIERDA , No. 12. a) CONTENIDO JUSTIFICADO, No. 12.	Casi no cumple con el siguiente formato completo: letra tipo: Times New Roman. h) TITULOS en negritas , MAYUSCULAS y CENTRADOS , No. 14. i) SUBTITULOS en negritas , MAYUSCULAS y ALINIADO A LA IZQUIERDA , No. 12. a) CONTENIDO JUSTIFICADO, No. 12.	No cumple con el siguiente formato completo: letra tipo: Times New Roman. j) TITULOS en negritas , MAYUSCULAS y CENTRADOS , No. 14. k) SUBTITULOS en negritas , MAYUSCULAS y ALINIADO A LA IZQUIERDA , No. 12. a) CONTENIDO JUSTIFICADO, No. 12.	
Conclusión 2 %	Las conclusiones son claras y acordes con el objetivo esperado.	Tiene pocas conclusiones y acordes con el objetivo esperado.	Casi no tiene conclusiones acordes con el objetivo esperado.	Las conclusiones no son claras y no acordes con el objetivo esperado.	No tiene las conclusiones	
Fuentes bibliográficas 1 %	Las fuentes de información y las gráficas están documentadas y en el formato deseado.	Las fuentes de información y las gráficas están documentadas, pero unas no están en el formato deseado.	Las fuentes de información y gráficas están documentadas, pero muchas no están en el formato deseado.	Algunas fuentes de información y gráficas no están documentadas.	Ninguna fuente de información y gráficas no están documentadas.	
30 %			Total de puntos	Porcentaje	Total de puntos	
CALIFICACIÓN DE RUBRICA DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN						

INTRODUCCIÓN

En el estudio de las vibraciones mecánicas, los sistemas de un grado de libertad con excitación armónica ocupan un lugar destacado. Estos sistemas son de gran importancia en diversos campos de la ingeniería, ya que nos permiten comprender y analizar el comportamiento dinámico de estructuras y máquinas sujetas a fuerzas vibratorias periódicas.

Una vibración armónica se caracteriza por tener una frecuencia constante y una amplitud que varía sinusoidalmente en el tiempo. Esto significa que el sistema oscila de manera regular y predecible, generando patrones de movimiento repetitivos. La excitación armónica puede provenir de diversas fuentes, como fuerzas externas periódicas aplicadas al sistema, fuerzas internas resultantes de la deformación elástica de los materiales o fuerzas inherentes al propio sistema.

El estudio de los sistemas de un grado de libertad con excitación armónica permite analizar cómo influyen las características de la excitación en el comportamiento dinámico del sistema. Esto incluye la determinación de la respuesta del sistema en función de la frecuencia de excitación, así como el cálculo de parámetros importantes como la amplitud, la fase y la energía transmitida.

En esta investigación, exploraremos los fundamentos teóricos y las aplicaciones prácticas de los sistemas de un grado de libertad con excitación armónica. Investigaremos los conceptos básicos de la vibración armónica, las ecuaciones de movimiento correspondientes y las técnicas utilizadas para analizar y resolver estos sistemas. Además, examinaremos cómo se pueden aplicar estos conocimientos en el diseño de estructuras y máquinas para minimizar los efectos negativos de las vibraciones y optimizar su funcionamiento.

3.1 ANÁLISIS DE UN SISTEMA SUJETO A FUERZA ARMÓNICA

Se dice que un sistema mecánico o estructural experimenta vibración forzada siempre que se suministra energía externa al sistema durante la vibración. La energía externa se puede suministrar ya sea mediante una fuerza aplicada o por una excitación de desplazamiento impuesta. La fuerza aplicada o la excitación de desplazamiento pueden ser armónica, no armónica pero periódica, no periódica, o aleatoria. La respuesta de un sistema a una excitación armónica se llama respuesta armónica. La excitación no periódica puede ser de larga o de corta duración. La respuesta de un sistema dinámico a excitaciones no periódicas repentinamente aplicadas se llama respuesta transitoria.

Ecuación de movimiento
Si una fuerza $F(t)$ actúa en un sistema de resorte-masa viscosamente amortiguado, la ecuación de movimiento se puede obtener aplicando la segunda ley de Newton:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$$

Como esta ecuación no es homogénea, la suma de la solución homogénea $x_h(t)$ y la solución particular, $x_p(t)$ proporciona la solución general. La solución homogénea, la cual es la solución de la ecuación homogénea

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

Representa la vibración libre del sistema. Esta vibración libre se reduce con el tiempo en cada una de las tres posibles condiciones de amortiguamiento (subamortiguamiento, amortiguamiento crítico y sobre amortiguamiento) y en todas las posibles condiciones iniciales.

3.2 DESBALANCEO ROTATORIO Y CABECEO DE FLECHAS ROTATORIAS Y ELEMENTOS ROTATIVOS.

Cualquier maquinaria rotatoria es propensa a sufrir de fenómenos tales como las vibraciones y el desbalanceo. El balanceo estuvo presente en casi cualquier aspecto de la historia humana. Sin embargo, los primeros esfuerzos para balancear una distribución de masa comenzaron en el desarrollo de embarcaciones. No obstante, es importante refrescar el concepto de vibraciones.

La vibración es un fenómeno oscilatorio periódico presente en la mayoría de los objetos activos. Al decir que es un fenómeno periódico nos referimos a una propiedad llamada periodicidad T . De ahí, tenemos la frecuencia $f = 1/T$. Naturalmente, los objetos vibratorios giran alrededor de una posición inicial de equilibrio. Por otro lado, debemos tener en cuenta que cualquier equipo funcional es propenso a presentar fallas en su funcionamiento.

No obstante, podemos detectar dichas fallas usando herramientas como vibrómetros para estudiar el rendimiento de una máquina, por ejemplo. De esta forma, verificar que no presenta fallas y en caso de haberlas, actuar a tiempo y repararlas. Esto se conoce como mantenimiento predictivo.

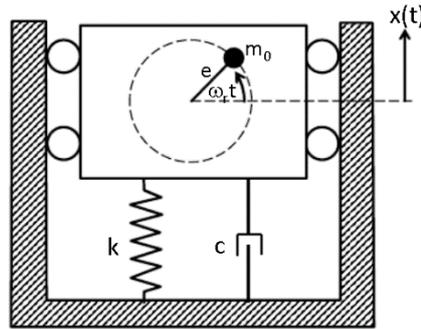
Desbalanceo rotatorio:

El desbalanceo rotatorio se refiere a una situación en la que un sistema rotatorio no está equilibrado en términos de su masa. Esto puede ocurrir cuando la distribución de la masa alrededor del eje de rotación no es uniforme.

Como resultado del desbalanceo rotatorio, se generan fuerzas centrífugas que pueden causar vibraciones excesivas, daño estructural y un desgaste prematuro de los componentes mecánicos.

Para corregir el desbalanceo rotatorio, se pueden utilizar técnicas de equilibrado, como agregar o quitar masa en puntos estratégicos del sistema hasta que se alcance un equilibrio adecuado. Esto se logra generalmente mediante el uso de contrapesos.

Una fuente usual de vibraciones son los equipos rotatorios pequeñas irregularidades en la distribución de la masa de un componente rotatorio puede causar altas vibraciones, esto se conoce como desbalance rotatorio.



La frecuencia de rotación del equipo se denomina por ω_r . Por suma de fuerzas se tiene la siguiente ecuación de movimiento:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m_0\ddot{x}_r$$

Donde “ x_r ” es la coordenada en “ x ” del desbalance con respecto al centro de rotación y se calcula como: $x_r = e \sin \omega_r t$. Reemplazando en la ecuación de movimiento:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_0 e \omega_r^2 \sin \omega_r t$$

La solución de esta ecuación está dada en la ecuación 2.32, con “ $f_0 = m_0 e \omega_r^2$ r/m. La solución particular es de la forma:

$$x_p(t) = X \sin(\omega_r t - \theta)$$

Definiendo $r = \omega_r / \omega_n$ como antes, se obtiene:

$$X = \frac{m_0 e}{m} \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{2\zeta r}{1 - r^2}$$

Estas dos expresiones nos entregan la magnitud y fase del movimiento de la masa “ m ”, debido a un desbalance rotatorio de masa “ m_0 ”.

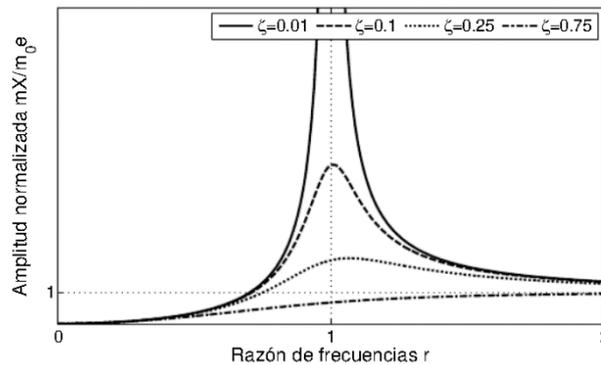
Notar que la masa “ m ” en la ecuación 4.4 es la masa total del sistema e incluye el desbalance m_0 .

Por lo tanto, para valores de r grandes la selección del coeficiente de amortiguamiento no es importante.

El problema de desbalance rotatorio se puede ver también en el caso de un automóvil con una rueda desbalanceada. En donde, “ ωr ” viene dado por la velocidad del auto y “ e ”

por el diámetro de la ruda. La defección “ x_p ” se transmite por la dirección y se siente como una vibración del volante. Esto ocurre usualmente a una cierta velocidad (cerca a $r=1$).

Si el conductor aumenta o reduce la velocidad, la vibración del volante se reduce.



Magnitud normalizada del desplazamiento en función de la razón de frecuencias, causado con un desbalance rotatorio.

Cabeceo de flechas rotatorias y elementos rotativos:

El cabeceo es un término utilizado para describir el movimiento oscilatorio o vibratorio que ocurre en las flechas rotatorias y otros elementos en sistemas mecánicos en rotación.

El cabeceo puede ser causado por diversos factores, como desequilibrios, flexibilidad estructural, resonancia, fuerzas externas no equilibradas, entre otros.

El cabeceo puede tener efectos negativos en la operación del sistema, como vibraciones excesivas, desgaste prematuro de los componentes y posibles fallas estructurales.

Para abordar el cabeceo, se deben realizar análisis y cálculos estructurales, considerando los factores que pueden influir en el problema. Esto puede incluir el uso de técnicas de modelado y simulación para comprender el comportamiento del sistema y tomar medidas correctivas.

Los ejes rotatorios tienden a arquearse a ciertas velocidades y cabecear e una manera complicada. Whirling es la rotación del plano formado por el eje flexionado y la línea de centros de los cojinetes.

El fenómeno es el resultado de varias causas como desbalance de masa, amortiguamiento de histéresis en el eje, fuerza giroscópica, fricción fluida en los cojinetes, etc.

El “cabeceo” del eje puede tener lugar en la misma dirección de rotación del eje o, en dirección contraria y la velocidad de cabeceo puede ser o no, igual a la velocidad de rotación.

Consideremos aquí un disco singular de masa m simétricamente localizada en el eje soportado por dos cojinetes.

El centro de masa G del disco está a una distancia e (excentricidad) del centro geométrico S del disco. La línea central de los cojinetes intercepta el plano del disco en “ Y ”, y el centro del árbol es deflectado en $r=OS$.

Supondremos siempre que el eje (es decir, la línea $e=SG$) está rotando a velocidad constante de ω y, en el caso general, la línea $r=OS$ está cabeceando a una velocidad θ , diferente de ω . Para la ecuación de movimiento, podemos desarrollar la aceleración del centro de masa como:

$$a_g = a_S + a_{G/S}$$

donde a_S es la aceleración de S y $a_{G/S}$ es la aceleración de G con respecto a S . El último término está dirigido de G a S puesto que ω es constante. Descomponiendo a_G en las direcciones radial y tangencia, tenemos

$$a_G = [(r - r\ddot{\theta}) - e\omega^2 \cos(\omega t - \theta)]i + [(r\dot{\theta} + 2r\ddot{\theta}) - e\omega^2 \sin(\omega t - \theta)]j \quad [3]$$

A parte de la fuerza restauradora de eje, supondremos una fuerza de amortiguamiento viscoso actuando en S . Las ecuaciones de movimiento en las direcciones radial y tangencia se convierten en

$$-kr - c\dot{r} = m(r - r\ddot{\theta} - e\omega^2 \cos(\omega t - \theta))$$

$$-cr\dot{\theta} = m(r\dot{\theta} + 2r\ddot{\theta} - e\omega^2 \sin(\omega t - \theta))$$

Lo que puede ordenarse como

$$r + \frac{c}{m}\dot{r} + \left(\frac{k}{m} - \theta^2\right)r = e\omega^2 \cos(\omega t - \theta) \quad r\dot{\theta} + \left(\frac{c}{m}r + 2r\right)\dot{\theta} = e\omega^2 \sin(\omega t - \theta)$$

El caso general de cabeceo descrito en las ecuaciones anteriores, viene bajo la clasificación de movimiento de excitación propia en donde las fuerzas que producen el movimiento están controladas por el movimiento mismo .

Cabeceo sincrónico

Para el cabeceo sincrónico, la velocidad de cabeceo $\dot{\theta}$ es igual a la velocidad de rotación ω , que hemos supuesto constante. Así tenemos $\dot{\theta} = \omega E$ integrando obtenemos $\theta = \omega t - \varphi$

en donde φ es el ángulo de fase entre e y r que es ahora una constante como.

Con $\dot{\theta} = \dot{r} = 0$, las ecuaciones se reducen

$$(k/m - \omega^2)r = e\omega^2 \cos \varphi \quad c/m \varphi \quad r = e\omega^2 \sin \varphi$$

Dividiendo obtenemos la ecuación para el ángulo de fase $\tan \varphi = \frac{c/m \omega}{k/m - \omega^2} = 2\xi (\omega/\omega_n)$

$$(k/m - \omega^2) \quad 1 - (\omega/\omega_n)^2$$

en donde $\omega_n = (k/m)^{1/2}$ es la velocidad crítica y $\xi = c/ccr$. Observando el triángulo vectorial, tenemos

$$\cos \varphi = \frac{k/m - \omega^2}{((k/m - \omega^2)^2 + (c/m \omega)^2)^{1/2}}$$

$$((k/m - \omega^2)^2 + (c/m \omega)^2)^{1/2}$$

y sustituyendo la primera, la ecuación de la amplitud será $r = \frac{me\omega^2}{((k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2)^{1/2}}$

$$((k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2)^{1/2}$$

$$= \frac{e (\omega/\omega_n)^2}{((1 - \omega/\omega_n)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2)^{1/2}}$$

$$((1 - \omega/\omega_n)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2)^{1/2}$$

Estas ecuaciones indican que la línea de excentricidad $e = SG$ procede a la línea de desplazamiento $r = OS$ en el ángulo de fase φ que depende del amortiguamiento y de la razón de velocidades ω/ω_n . Cuando la velocidad de rotación coincide con la velocidad crítica $\omega = (k/m)^{1/2}$ o sea con frecuencia natural del eje n vibración lateral, se llega a una condición de resonancia

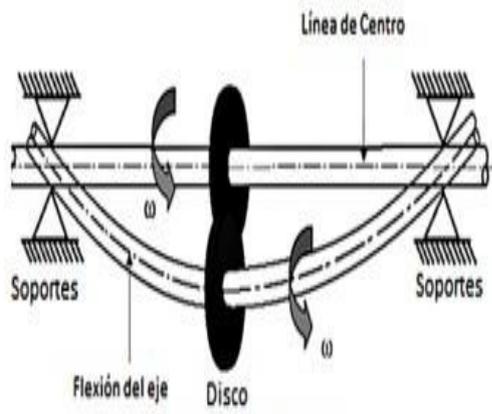


Fig. 2.4. Órbita de un eje.

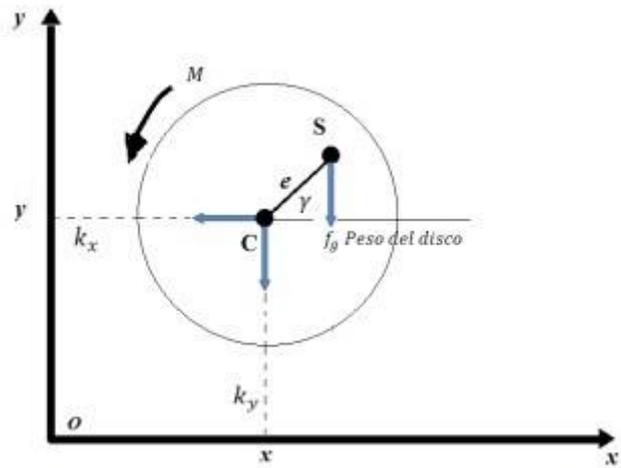


Fig. 3.9. Fuerzas y momentos actuando en el disco.

3.3 EXCITACIÓN ARMÓNICA EN LA BASE.

La excitación armónica en la base se refiere a una forma de carga o vibración que se aplica a un sistema o estructura a través de su base o cimentación. En este caso, la excitación o fuerza aplicada tiene una forma de onda sinusoidal y se caracteriza por tener una frecuencia específica.

A continuación, te proporciono información sobre la excitación armónica en la base:

Características de la excitación armónica:

La excitación armónica se representa mediante una función sinusoidal que varía con el tiempo.

La frecuencia de la excitación armónica es un parámetro importante y determina el número de ciclos completados por segundo. Se mide en hertz (Hz).

Además de la frecuencia, la excitación armónica también se caracteriza por su amplitud, que representa la magnitud máxima de la fuerza aplicada.

La excitación armónica puede ser periódica si se repite a intervalos regulares o no periódica si su patrón varía en el tiempo.

Efectos de la excitación armónica en la base:

La excitación armónica puede tener diversos efectos en un sistema o estructura, dependiendo de su frecuencia y amplitud. Si la frecuencia de excitación se acerca a la frecuencia natural del sistema, puede ocurrir resonancia, lo que puede provocar amplificación de las vibraciones y daños estructurales.

La excitación armónica también puede causar vibraciones indeseadas, fatiga de materiales y fallas prematuras en los componentes del sistema.

En aplicaciones como maquinaria rotativa, la excitación armónica puede afectar el rendimiento, la precisión y la vida útil de los equipos.

Control y mitigación de la excitación armónica:

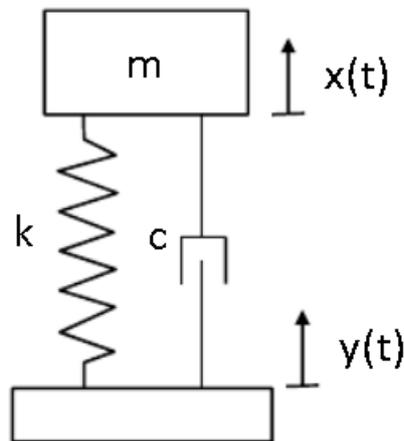
Para controlar los efectos negativos de la excitación armónica, se pueden aplicar técnicas de análisis y diseño adecuadas.

El uso de sistemas de aislamiento, amortiguación y absorción de vibraciones puede reducir la transmisión de la excitación armónica a través de la base.

El diseño de componentes y estructuras resistentes a la vibración, junto con una selección adecuada de materiales, puede ayudar a mitigar los efectos del armónico en la base.

El análisis modal y el estudio de respuesta dinámica pueden ser útiles para comprender y predecir la respuesta de un sistema a la excitación armónica.

Frecuentemente se tienen equipos o partes de equipos que son excitados armónicamente a través de una base elástica, la que puede ser modelada por resortes y amortiguadores. Por ejemplo, la suspensión de un automóvil que es excitada armónicamente por la superficie del camino, la que se puede modelar por un resorte lineal en paralelo a un amortiguador viscoso. Otros ejemplos son las gomas de montaje de motores que separan el motor del automóvil de su marco o el motor de un avión de sus alas. Tales sistemas se pueden modelar considerando que el sistema es excitado por el movimiento de la base



Sistema masa-resorte con excitación en la base

La ecuación de movimiento para este sistema viene dada por:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0$$

Se asume una excitación armónica en la base:

$$y(t) = Y \text{ sen } \omega_b t$$

Donde “Y” denota la amplitud del movimiento de la base y “ ω_b ” representa la frecuencia de oscilación de la base. Sustituyendo $y(t)$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cY\omega_b \cos \omega_b t + kY \text{ sen } \omega_b t$$

Esto se puede ver como un sistema masa-resorte con dos fuerzas de excitación.

Esta expresión es muy similar a la vista en la ecuación 2.21 con $F_0=cY \omega_b$ y $\omega = \omega_b$, a excepción del término extra “ $kY \text{ sen } \omega_b t$ ”. Se puede aprovechar el hecho que la ecuación 3.3 es lineal, y por lo tanto la solución viene dada por la suma de dos soluciones particulares; la solución obtenida por la fuerza de excitación “ $cY \omega_b \cos \omega_b t$ ”, $x^{(1)}_p$, y la solución obtenida por la fuerza de excitación

$kY \text{ sen } \omega_b t, x^{(2)}_p$.

El cálculo de las soluciones particulares viene directo

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2(x) = 2\zeta\omega_n\omega_b Y \cos \omega_b t + \omega_n^2 Y \text{ sen } \omega_b t$$

Por lo tanto, sustituyendo $f_0 = 2\zeta\omega_n\omega_b Y$, se obtiene la solución particular $x^{(1)}_p$

$$x^{(1)}_p = \frac{2\zeta\omega_n\omega_b Y}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_b^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_b)^2}} \cos(\omega_b t - \theta_1)$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega_b}{\omega_n^2 - \omega_b^2}$$

Para calcular $x^{(2)}_p$, se utiliza

excitación armónica de la forma $\omega_n^2 Y \text{ sen } \omega_b t$.

definidos con una

El resultado es el siguiente

$$x^{(2)}_p = \frac{\omega_n^2 Y}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_b^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_b)^2}} \text{ sen}(\omega_b t - \theta_1)$$

Utilizando el principio de superposición lineal, la solución total es la suma de ambas soluciones (i.e., $x_p = x^{(1)}_p + x^{(2)}_p$).

Sumando ambas soluciones

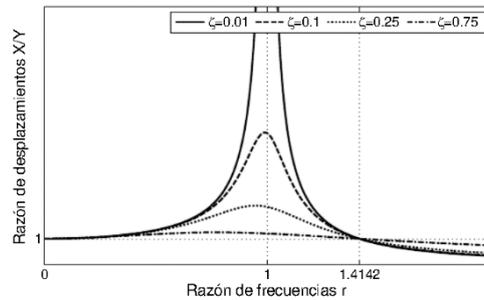
$$x_p(t) = \omega_n Y \left[\frac{\omega_n^2 + (2\zeta\omega_b)^2}{(\omega_n^2 - \omega_b^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_b)^2} \right]^{1/2} \cos(\omega_b t - \theta_1 - \theta_2)$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{\omega_n}{2\zeta\omega_b}$$

Definiendo como X a la magnitud de la solución particular $x_p(t)$, se puede definir la razón entre la amplitud de la respuesta, X, y la de la excitación, Y, como

$$\frac{X}{Y} = \omega_n \left[\frac{\omega_n^2 + (2\zeta\omega_b)^2}{(\omega_n^2 - \omega_b^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_b)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2}$$

Donde $r = \omega_b/\omega_n$. Esta razón se denomina transmisibilidad de desplazamientos y se usa para describir como el movimiento es transmitido desde la base a la masa, en función de la razón de frecuencias ω_b/ω_n .



Razón de frecuencias r

3.4 AISLAMIENTO DE LA VIBRACIÓN.

El aislamiento de la vibración es un conjunto de técnicas y dispositivos diseñados para reducir o eliminar la transmisión de vibraciones no deseadas desde una fuente a una estructura o entorno circundante. El objetivo principal del aislamiento de vibraciones es minimizar los efectos negativos de la vibración, como ruido, molestias, daños estructurales o interferencia con equipos sensibles. A continuación, te proporciono información sobre el aislamiento de la vibración:

Principios del aislamiento de la vibración:

- El aislamiento de la vibración se basa en la utilización de materiales, sistemas o dispositivos que absorben o desvían la energía de vibración generada por una fuente.
- Los materiales utilizados para el aislamiento de la vibración deben tener propiedades de amortiguación y capacidad para absorber la energía vibracional.
- Los sistemas de aislamiento de vibración pueden ser pasivos o activos. Los sistemas pasivos no requieren una fuente de energía externa y funcionan mediante la selección de materiales o dispositivos adecuados. Los sistemas activos utilizan sensores y actuadores para medir y contrarrestar la vibración en tiempo real.
- El aislamiento de la vibración puede aplicarse en diferentes áreas, como la construcción de edificios, la industria, la tecnología médica, la aeronáutica y la electrónica.

Técnicas y dispositivos de aislamiento de la vibración:

- Montajes de goma o elastómeros: Se utilizan para aislar vibraciones transmitidas a través de estructuras o equipos. Los montajes de goma actúan como elementos de amortiguación y absorben la energía vibracional.
- Amortiguadores de vibración: Pueden ser utilizados para reducir la amplitud de las vibraciones al disipar la energía vibracional en forma de calor.
- Aisladores de vibración activos: Utilizan sensores y actuadores para medir la vibración y generar fuerzas contrarias que cancelen o reduzcan las vibraciones no deseadas.
- Sistemas de suspensión: Utilizados en aplicaciones como sistemas de transporte o equipos sensibles, estos sistemas se basan en el uso de resortes o sistemas neumáticos para aislar la vibración.

Aplicaciones del aislamiento de la vibración:

- En la construcción de edificios, el aislamiento de la vibración se utiliza para reducir la transmisión de ruido y vibraciones generadas por equipos mecánicos o fuentes externas.
- En la industria, el aislamiento de la vibración se aplica en equipos sensibles que requieren un entorno libre de vibraciones, como equipos de medición de precisión o maquinaria de alta precisión.
- En la tecnología médica, el aislamiento de la vibración se utiliza en equipos de diagnóstico y tratamiento sensibles, para evitar interferencias y asegurar mediciones precisas.
- En la aeronáutica y la electrónica, el aislamiento de la vibración se emplea para proteger componentes y equipos de vibraciones generadas por el funcionamiento de motores o condiciones ambientales.

Consideraciones en el diseño de aislamiento de la vibración:

- Al diseñar sistemas de aislamiento de vibración, es importante considerar las frecuencias de vibración y amplitudes esperadas, así como las características del entorno y las restricciones del sistema.
- La selección adecuada de materiales y dispositivos de aislamiento es crucial para lograr un buen rendimiento en la reducción de vibraciones no deseadas.
- Se deben tener en cuenta las cargas estáticas y dinámicas, así como los factores de seguridad y las condiciones ambientales en el diseño de sistemas de aislamiento de vibración.
- Es importante realizar análisis y pruebas para evaluar la efectividad del aislamiento de la vibración y realizar ajustes si es necesario.

Normas y estándares relacionados con el aislamiento de la vibración:

- En diferentes industrias y aplicaciones, existen normas y estándares que establecen los requisitos y métodos de prueba para el aislamiento de la vibración. Algunos ejemplos incluyen:
- ISO 2631: Evaluación y medición de la exposición humana a la vibración transmitida al cuerpo humano.
- ASTM E1942: Práctica estándar para la medición y análisis de vibración de máquinas.
- MIL-STD-810: Estándar de pruebas ambientales para equipos militares.
- DIN 4150: Guía para la evaluación de vibraciones en estructuras.

3.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN DE VIBRACIÓN

Los instrumentos de medición de vibración son dispositivos utilizados para cuantificar y analizar la vibración en diferentes sistemas y estructuras. Estos instrumentos permiten medir parámetros como la amplitud, la frecuencia y la aceleración de la vibración. A continuación, se presentan algunos de los instrumentos de medición de vibración más comunes:

Acelerómetros: Los acelerómetros son sensores utilizados para medir la aceleración de vibración en un sistema. Se basan en el principio de la masa-spring y generan una señal eléctrica proporcional a la aceleración experimentada. Estos sensores se pueden montar directamente en la estructura o sujetarse a través de una base magnética.

Transductores de presión piezoeléctricos: Estos transductores convierten la presión generada por la vibración en una señal eléctrica. Se utilizan para medir la presión de contacto entre dos superficies en movimiento, como los rodamientos de una máquina.

Analizadores de vibración: Los analizadores de vibración son dispositivos más complejos que combinan la funcionalidad de un acelerómetro con la capacidad de procesamiento de señales y análisis en tiempo real. Estos instrumentos pueden proporcionar mediciones detalladas de la vibración en diferentes frecuencias, espectros de frecuencia y análisis de formas de onda.

Sistemas de monitoreo de vibración en línea: Estos sistemas se utilizan en aplicaciones donde es necesario realizar un seguimiento continuo de la vibración en tiempo real. Utilizan una combinación de sensores y software de análisis para detectar cambios en los niveles de vibración y emitir alarmas cuando se superan los límites establecidos.

Anemómetros de hilo caliente: Estos instrumentos se utilizan para medir la velocidad del aire y pueden ser útiles en aplicaciones donde la vibración está relacionada con el flujo de aire, como en ventiladores o sistemas de climatización.

Análisis de espectro: El análisis de espectro es una técnica utilizada para descomponer una señal de vibración en sus componentes de frecuencia. Se puede realizar utilizando analizadores de espectro, que muestran la distribución de energía de la vibración en diferentes frecuencias.

Es importante tener en cuenta que la selección del instrumento de medición de vibración adecuado dependerá de la aplicación específica, el rango de frecuencia de interés y los requisitos de precisión y sensibilidad. Además, se recomienda utilizar instrumentos calibrados y seguir las instrucciones del fabricante para obtener mediciones precisas y confiables.

CONCLUSION

En conclusión, el estudio de las vibraciones de sistemas de un grado de libertad con excitación armónica es de gran importancia en el campo de la ingeniería y la ciencia. A través de esta investigación, hemos explorado los fundamentos teóricos y las aplicaciones prácticas de estos sistemas, comprendiendo cómo influyen las características de la excitación en el comportamiento dinámico de las estructuras y máquinas.

Hemos aprendido que las vibraciones armónicas se caracterizan por su regularidad con una frecuencia constante y una amplitud que varía sinusoidalmente en el tiempo. Estas vibraciones pueden provenir de diversas fuentes, tanto externas como internas al sistema. El análisis de los sistemas de un grado de libertad con excitación armónica nos ha permitido comprender cómo se comportan estos sistemas y cómo podemos determinar su respuesta en función de la frecuencia de excitación.

Además, hemos explorado las ecuaciones de movimiento correspondientes a estos sistemas y las técnicas utilizadas para analizar y resolver problemas relacionados con las vibraciones. Estas técnicas incluyen el cálculo de parámetros como la amplitud, la fase y la energía transmitida, que nos brindan información crucial para comprender y controlar las vibraciones en los sistemas.

La comprensión de las vibraciones de sistemas de un grado de libertad con excitación armónica es esencial para el diseño de estructuras y máquinas más eficientes y seguras. Al conocer cómo interactúan estos sistemas con fuerzas vibratorias, los ingenieros pueden minimizar los efectos negativos de las vibraciones no deseadas y optimizar el rendimiento de los sistemas. Además, el análisis de vibraciones también es una herramienta importante para el diagnóstico y la resolución de problemas en sistemas existentes.

Fuentes de información

3.1 Análisis de Un Sistema Sujeto A Fuerza Armónica Externa / PDF. (s.f.). Scribd. <https://es.scribd.com/document/228719283/3-1-Analisis-de-Un-Sistema-Sujeto-a-Fuerza-Armonica-Externa>

Aislamiento de vibraciones. (s.f.). Share and Discover Knowledge on SlideShare. <https://es.slideshare.net/josg1989/aislamiento-de-vibraciones>

Analizador de Vibraciones - Tipos de analizadores de vibración. (s.f.). Predictiva21. <https://predictiva21.com/analizador-vibraciones/>

Desbalanceo - Predictiva21 -Tipos de desbalanceo. (s.f.). Predictiva21. <https://predictiva21.com/desbalanceo-vibraciones/>

Guest. (s.f.). *Cabeceo de Flechas - PDFCOFFEE.COM.* pdfcoffee.com. <https://pdfcoffee.com/cabeceo-de-flechas-5-pdf-free.html>