

Caracterización de un banco de pruebas para la enseñanza de vibraciones mecánicas

Characterization of a test bed for mechanical vibrations teaching

Torres, Jorge*; Rodríguez Gustavo y Díaz, Sergio
Universidad Simón Bolívar, Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica
Sartenejas 8900, Venezuela
*jtorres@unet.edu.ve

Recibido: 07-03-2007

Revisado: 18-07-2008

Resumen

Los conceptos de vibraciones han sido usados por muchos siglos en aplicaciones prácticas. Muchos de los recientes desarrollos en el campo de vibraciones son motivados quizá por dos razones principales: una debido a que las velocidades de operación de maquinaria se han doblado en los últimos 50 años, consecuentemente las cargas de vibración generadas debido a excitación rotacional y desbalance pudieran haberse cuadruplicado si las acciones de diseño y control hubiesen sido inapropiadas, y la otra, porque los diseños óptimos de maquinarias y estructuras consisten de miembros ligeros con altos esfuerzos, tales como puentes, edificios altos, teleféricos, aviones. Una visualización general revela que las vibraciones son importantes en estos diseños. El objetivo de éste trabajo ha sido la creación de prácticas experimentales que capaciten a futuros ingenieros en el campo de vibraciones, área importante para el crecimiento y avance de la ciencia. La metodología empleada ha sido el diseño y creación de varias prácticas que deben ser desarrolladas en forma secuencial por el estudiante, a su vez sean amenas mientras aprenden. Se creó un software que permiten la adquisición y procesamiento de las señales de los instrumentos empleados. La comparación entre los resultados experimentales con los teóricos ha permitido validar los diseños. Los porcentajes de error encontrados en general están en el orden del 1.4%. Las prácticas han sido implantadas en la Universidad Simón Bolívar y los resultados han sido satisfactorios.

Palabras clave: Vibración, enseñanza, prácticas de laboratorio, tecnología

Abstract

Vibrations have been used for centuries in many industrial applications. New engineering design demand high operation velocities and lighter structures, such as extra-long bridges, skyscrapers, cable cars or airplanes. Consequently, the vibration forces generated have grown. Appropriate control and design have been made where the vibrations perform a significant role. The objective of the present work has been the creation of experimental tests to capacitate future engineers in vibration area, important step to science development and advance. Four tests have been designed and created, so the students learn about vibrations step by step, while they get fun. Software to data acquisition and signal process has been created. The student has to resolve the test analytically and then compare the results with experimental data. The relative error between experimental results and analytical calculus to validate the test are around 1.4 %. Tests have been implanted at Universidad Simon Bolivar with satisfactory results.

Key words: Vibration, teaching, laboratory test, technology.

Introducción

La vibración es una respuesta repetitiva, periódica u

oscilatoria de un sistema mecánico (de Silva, 2000). Las aplicaciones de vibraciones son encontradas en muchas ramas de ingeniería tales como aeronáutica y aeroespacial,

civil, manufactura, mecánica, automovilismo, petrolera e incluso eléctrica. Es por ello que la formación de ingenieros en ésta área tiene gran interés. En un pensum tradicional de la carrera de ingeniería mecánica, un estudiante comienza adquiriendo conocimientos de matemática y física. Luego continua con el desarrollo de habilidades para la solución de problemas en las ciencias básicas de ingeniería (estática, dinámica, mecánica de materiales, mecánica de fluidos y termodinámica).

La solución de problemas prácticos en vibraciones, requiere del modelaje físico de sistemas mecánicos como un sistema vibratorio / matemático, entendiéndose por sistema vibratorio todo aquel que posee un movimiento oscilatorio que puede o no ser armónico y que tiene la capacidad de almacenar y transformar energía cinética y potencial (Thomson, 1998). Para el modelado, se hacen las suposiciones apropiadas, se utilizan las ciencias básicas de ingeniería y las matemáticas, y como resultado, la solución es usada para comprender el funcionamiento del sistema mecánico.

En muchos cursos de ingeniería los estudiantes tienen dificultad de visualizar los conceptos teóricos presentados. Los problemas de los libros textos son útiles, pero aún así un estudiante tiene dificultad en visualizar cual es significado físico de un problema matemático. Si un estudiante está provisto con medios para experimentar y aplicar la teoría al mundo real, esto no sólo puede conducir a mejorar la visualización y entendimiento de los conceptos teóricos (Ganatos y Liaw, 1995).

El ingeniero mecánico de hoy en día debe tener fuertes habilidades teóricas, computacionales y experimentales. Estas habilidades deben ser cuidadosamente cultivadas en clase a través de un currículo multidisciplinario, resolviendo problemas prácticos que los prepare a futuros retos (Koh, 2004)

El objetivo de este trabajo ha sido desarrollar una metodología práctica para la enseñanza de vibraciones mecánicas, incluyendo el control de vibraciones. La metodología empleada ha sido la creación de prácticas experimentales, validadas con sus respectivos modelos teóricos. Los estudiantes realizan los montajes experimentales, extraen los datos y los comparan con sus cálculos analíticos, luego deben generar las conclusiones del por qué se presentan diferencias con los resultados obtenidos, así el estudiante tiene un mayor entendimiento del problema, en lugar de ver un problema estático en el libro. En el desarrollo de las prácticas el estudiante se familiariza con: el proceso de adquisición y procesamiento de datos a través de un computador, instrumentación y tecnología necesaria en el análisis de vibraciones, el fenómeno de resonancia y el control de vibraciones a través del diseño de un amortiguador dinámico.

Este proceso de enseñanza ha sido implantado en la Universidad Simón Bolívar (USB), consiguiendo hasta el momento buenos resultados. Cabe destacar que las prácticas deben tener un curso de teoría que fundamente el desarrollo de las prácticas propuestas.

Las vibraciones se pueden dividir en dos tipos: libres y forzadas, ambas con ó sin amortiguamiento. Las prácticas se crearon para que el estudiante avance en forma secuencial en su aprendizaje. Están tituladas:

Vibración libre.

Vibración torsional.

Vibración forzada.

Vibración forzada con amortiguador dinámico.

Vibración libre

El modelo básico de vibración de una oscilación simple consiste de una masa y un resorte (Thomson, 1998). La práctica consta de dos montajes fundamentales: un péndulo libre y un sistema amortiguado. El primero, se encuentra desarrollado en casi todos los libros texto de vibraciones y es un problema de un grado de libertad (GDL). Los sistemas libres de un grado de libertad tienen una importancia que trasciende al hecho que muchos fenómenos de vibración pueden ser explicados por ellos (Ginsberg, 1999).

En el segundo montaje se considera la disipación de energía, para ello se emplea un amortiguador dinámico, que hace más notable su efecto. Se comienza con la solución experimental y luego se desarrolla la solución analítica.

El estudiante al terminar saca conclusiones importantes, una de ellas es que algunos sistemas que son difíciles de modelar matemáticamente se pueden modelar fácilmente en forma experimental. Por otro lado entienden mejor el problema físico y les permite darse cuenta de fenómenos tales como despreciar la pérdida de energía por roce en los rodamientos, por el aire, errores de calibración en los equipos de medición empleados, etc.

2.1 Montaje experimental péndulo libre

Se emplea una barra de acero de sección rectangular de 25.4 x 5.08mm y longitud 812.8mm, con una masa de 20.741N, la cual pivota alrededor de un punto fijo "o".

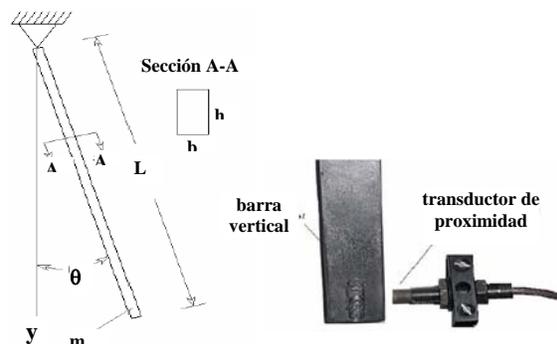


Fig. 1. Representación esquemática del montaje experimental del péndulo libre

2.2 Modelaje matemático del péndulo libre

Con la tercera ley de la mecánica, se deduce que la

ecuación diferencial que rige el movimiento del péndulo es:

$$I_{zz}\ddot{\theta} + \frac{m \cdot g \cdot L}{2} \sin(\theta) = 0 \quad (1)$$

Las variables I_{zz} , m y L corresponden al momento polar de inercia respecto al eje de oscilación, la masa y longitud de la barra, respectivamente. La coordenada generalizada se denota como “ θ ”, define el movimiento oscilatorio respecto a la posición de equilibrio estable (PEE). Para movimientos angulares infinitesimales se puede aproximar $\sin(\theta)$ a θ (Burden, 1996). Por lo que la ecuación 1 se reduce a:

$$M_{equ}\ddot{\theta} + K_{equ}\theta = 0 \quad (2)$$

donde $M_{equ} = I_{zz} = \frac{1}{3}m \cdot L^2$ y $K_{equ} = m \cdot g \cdot L/2$, son la masa y rigidez equivalentes del sistema. Al determinar los componentes básicos equivalentes, se encuentran los valores de la frecuencia natural (W_n) y periodo (T) del sistema:

$$W_n = \sqrt{\frac{K_{equ}}{M_{equ}}} = 4.248 \text{ rad/s} \quad (3)$$

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{W_n} = 1.479 \text{ s} \quad (4)$$

Para validar el modelo teórico con el experimental se emplea: un transductor de proximidad y una computadora en la cual se ha instalado una tarjeta de adquisición de datos. En el análisis experimental se obtiene una frecuencia natural igual a 4.189 rad/s y un valor de periodo de 1.5s. Al comparar los resultados se puede ver que la diferencia porcentual es del orden de 1.39%. Este pequeño porcentaje nos asegura que los resultados son confiables.

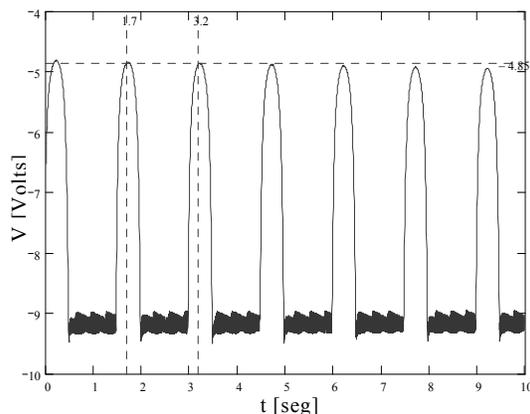


Fig. 2. Registro del proximitor obtenido por el software

2.3 Montaje experimental vibración libre amortiguada

Este montaje consta de una barra de acero de sección

rectangular de 25.4 x 5.08mm y longitud 762mm, articulada por uno de sus extremos a uno de los miembros verticales del bastidor del banco universal de vibración y soportada en el otro extremo por un resorte helicoidal de comportamiento lineal, sujetado al miembro superior del bastidor del banco.

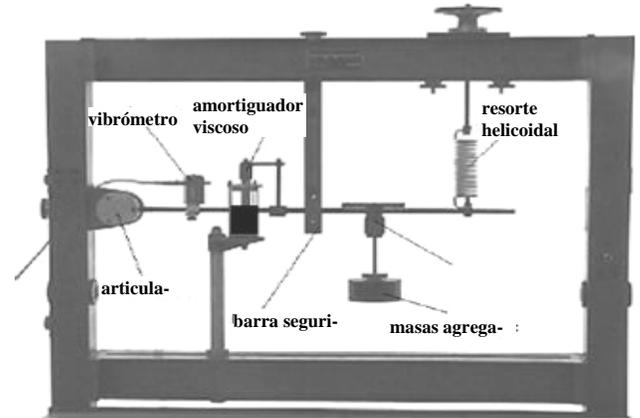


Fig. 3. Montaje experimental de vibración libre amortiguada

Como se ve en la Fig. 3 una serie de masas han sido agregadas en la barra, un amortiguador viscoso se vincula a la barra y un vibrómetro colocado sobre la barra, permite detectar la señal proporcional a la velocidad de vibración. Análogamente los datos son procesados por un computador.

La ecuación que rige el sistema considerando un grado de libertad (oscilación de la barra en la articulación) es:

$$M_{equ}\theta'' + C_{equ}\theta' + K_{equ}\theta = 0 \quad (5)$$

El desarrollo experimental permite identificar la masa, amortiguación y rigidez equivalentes del sistema, de manera muy práctica. La Fig. 4 muestra los datos adquiridos y procesados con el programa creado para unos valores de masa agregada determinados.

Aplicando las definiciones de: decremento logarítmico, factor de amortiguación, periodo de oscilación amortiguada, frecuencia de oscilación amortiguada, rigidez equivalente, frecuencia natural de oscilación, y masa equivalente del sistema, mostrados respectivamente en las siguientes ecuaciones, se obtienen las propiedades del sistema de modo experimental:

$$\Delta = \frac{1}{n} \log \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (6)$$

$$\zeta = \frac{\Delta}{\sqrt{(\Delta^2 + (2 \cdot \pi \cdot \pi)^2)}} \quad (7)$$

$$T_d = t_2 - t_1 \quad (8)$$

$$w_d = \frac{2 \cdot \pi}{T_d} \quad (9)$$

$$K_{\text{equ}} = k \cdot L_{\text{RES}}^2 \quad (10)$$

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

$$M_{\text{equ}} = \frac{K_{\text{equ}}}{W_n^2} \quad (12)$$

Para el desarrollo analítico, se considera un resorte lineal y se toma su inercia (Kelly, 2000). Por método energético se obtiene:

$$M_{\text{equ}} = M_{\text{VIB}} L_{\text{VIB}}^2 + M_{\text{AMO}} L_{\text{AMO}}^2 + M_{\text{AGR}} L_{\text{AGR}}^2 + \frac{1}{3} M_{\text{RES}} L_{\text{RES}}^2 + \frac{1}{3} M_{\text{BC}} L_{\text{BC}}^2 \quad (13)$$

Los resultados arrojan una diferencia de 1.15%, para la masa y 0.57% para la frecuencia natural.

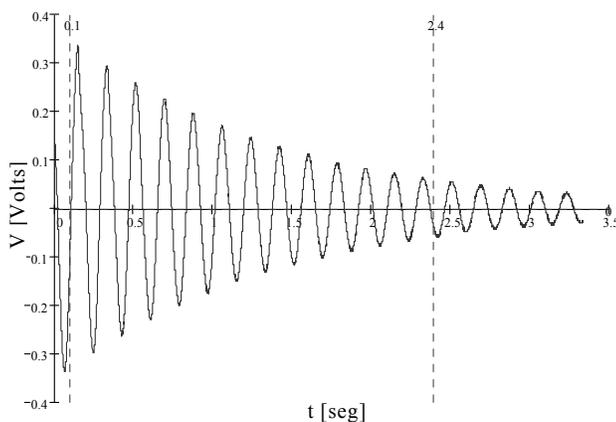


Fig. 4. Registro del vibrómetro obtenido por el software

Por último se destaca que variando las distancias de ubicación de los distintos elementos que componen el sistema se pueden obtener distintas soluciones. Esto hace que el estudiante pase más tiempo en un problema y aprenda más.

Vibración torsional

La vibración torsional es una oscilación de una posición angular respecto a una línea central (de Silva, 2000). Es causada por fuerzas de torque oscilatorias, por ejemplo, un motor acoplado a una flecha activando un engrane piñón en una caja de engranes tendrá una variación de torque, cada vez que un diente se junta con un diente del otro engrane. En el caso extremo, los esfuerzos inversos pueden conducir a fallas por fatiga de los componentes, tales como, acoplos o dientes de engranajes. La vibración torsional generalmente no es evidente externamente, excepto en el caso

de los engranajes, donde se produce un ruido incrementado. Así, un problema serio de torsión no puede ser reconocido hasta que ocurre una falla catastrófica, tal como la fractura del eje. Por esto es importante cuidar las frecuencias críticas de torsión.

Por los devastadores efectos que las vibraciones pueden causar en las máquinas y estructuras, las pruebas de vibraciones se han convertido en un proceso estándar en el diseño y el desarrollo de la mayoría de los sistemas de ingeniería (Majewski, 2003).

Para la medición se emplea un deformímetro elástico o galga de deformación (strain gauge) por su alta sensibilidad a la deformación y un equipo de telemetría similar al empleado en la industrial.

3.1 Montaje experimental de vibración torsional

La Fig. 5 muestra el banco de prueba diseñado para el estudio de la vibración torsional, el cual consta de un eje de acero al cual se le fijó una galga de deformación que registra la medición de la vibración torsional, con la siguiente descripción: CEA-06-250US-350, factor de ganancia (GF) de $2.08 \pm 1.0\%$. El voltaje de salida del transductor del puente de Wheatstone es registrado por el equipo de telemetría



Fig. 5. Montaje experimental para análisis de vibración torsional

Uno de los problemas claros en la medición de vibraciones torsionales es que es independiente en cada sistema, se debe realizar una calibración para cada sistema a analizar. Como primer paso en la caracterización del banco de prueba se propone la metodología para simular la señal a ser medida y cambiar el rango de medición del instrumento para así tener una mejor resolución en la lectura de datos.

Al detallar la Fig. 5 se nota que el banco permite realizar vibraciones con y sin amortiguador viscoso. Los resultados del software se muestran en la Fig. 6.

Si la rotación de la masa inercial sobre el eje de la barra de prueba es “ θ ”, “G” es el módulo de corte, “I” es la longitud de la barra, se tiene de la teoría de torsión de ejes circulares:

$$\tau = \frac{G \cdot I_o}{l} \theta \tag{14}$$

Donde: I_o es el momento polar de inercia y τ es el esfuerzo cortante. Cuando la masa inercial rota θ grados desde su posición de equilibrio, la barra provee un torque de retorno, de esta manera el eje (barra) actúa como un resorte torsional con una constante torsional del resorte de:

$$K_t = \frac{\tau}{\theta} = \frac{G \cdot I_o}{l} \tag{15}$$

Derivando la ecuación de moviendo angular del disco sobre el eje y usando la segunda ley de Newton, se obtiene:

$$I_o \ddot{\theta} + K_t \theta = 0 \tag{16}$$

Entonces se tiene que la frecuencia natural circular del sistema torsional es:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_t}{I_o}} \tag{17}$$

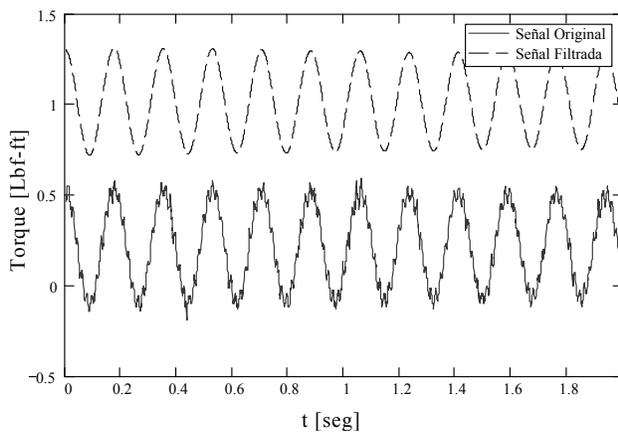


Fig. 6. Registro de la galga en el tiempo obtenido por el software

Para la respuesta con amortiguador se emplea un aceite 20W-50 por su alta viscosidad. La Fig. 7 muestra el espectro de frecuencia aplicando la FFT del montaje libre-libre, la diferencia porcentual es de 1.67% al comparar los resultados experimentales con los teóricos.

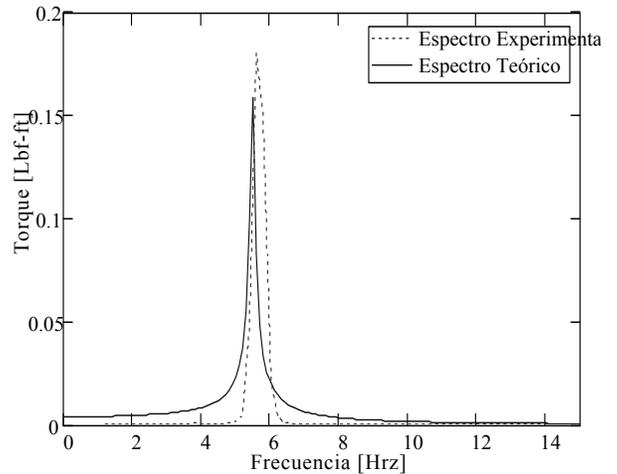


Fig. 7. Espectro de frecuencia para vibración torsional

Vibración forzada

Para este tipo de sistemas, la ecuación diferencial que rige su movimiento está representada por:

$$M_{equ} \ddot{x} + C_{equ} \dot{x} + K_{equ} x = F(t) \tag{18}$$

En algunos libros usados como texto de docencia se indica que el fenómeno de resonancia ocurre cuando la frecuencia de excitación (Ω) coincide con la frecuencia natural del sistema (ω_n). Esta práctica tiene como objetivo principal mostrar al estudiante que la definición es netamente teórica ya que la resonancia del sistema ocurre a una velocidad distinta a la frecuencia de natural.

El fenómeno de resonancia es importante identificarlo porque presenta oscilaciones excesivas y por tanto conlleva a fallas del sistema.

En el área de rotodinámica uno de los datos importantes a determinar son las frecuencias naturales del sistema. En éstos sistemas el desbalanceo causa efectos perjudiciales y es mayor en máquinas que giran a altas velocidades (Hendrich, 1992).

4.1 Montaje experimental de vibración forzada

El montaje experimental consta de una barra flexible de acero de sección rectangular de 25.4 x 5.08mm y longitud 812.8mm, articulada en sus dos extremos. Un disco con un agujero se acopla al eje de un motor genera desbalance. Se controla la velocidad del motor con un variador. Para medir la oscilación se emplea un acelerómetro. Un transductor de proximidad, situado frente al disco de desbalance, permite obtener una referencia de la fase. Con la tarjeta de adquisición de datos y el software creado, se observa y analiza la señal procedente del acelerómetro y el transductor de proximidad.

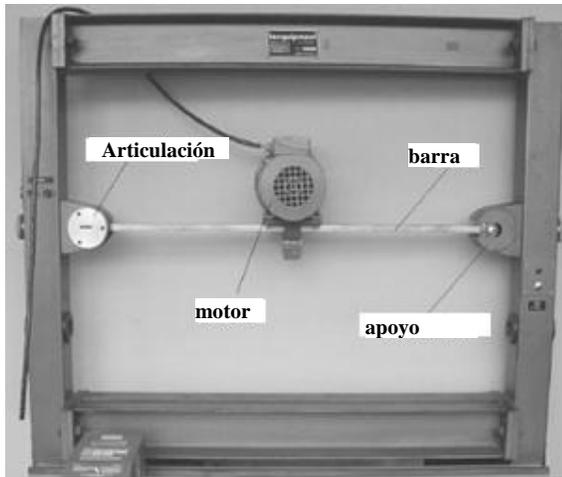


Fig. 8. Montaje experimental de vibración forzada

En el estudio de vibraciones forzadas son muy útiles los gráficos de función de transferencia (K) y fase (ϕ) versus la relación de frecuencia (r). Ambos conceptos son adimensionales y se determinan por las siguientes ecuaciones:

$$r = \frac{\Omega}{W_n} \tag{19}$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \tag{20}$$

donde Ω , es la velocidad de operación de la máquina ó sistema.

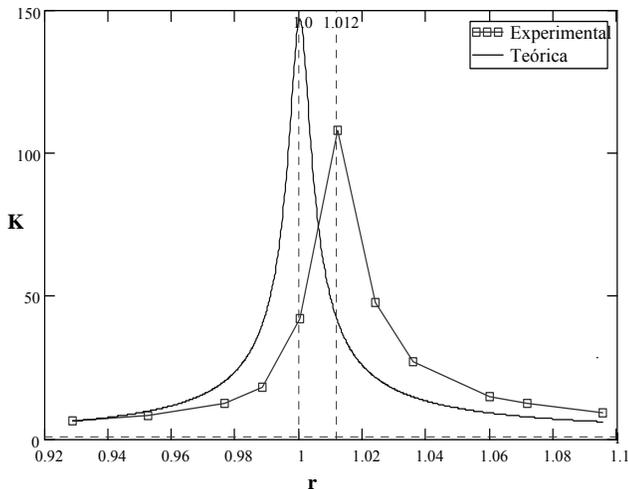


Fig. 9. Función de transferencia

En la Fig. 9 se puede ver que la resonancia experimental ocurre a $r=1.012$ y la teórica a $r=1$. Al graficar la fase (ϕ), se presenta la misma diferencia.

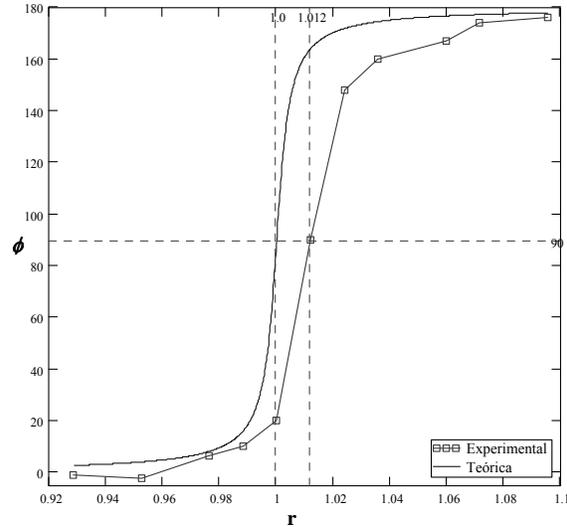


Fig. 10. Espectro de fase

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \tag{21}$$

Otro resultado interesante a mostrar es cómo las amplitudes se incrementan mientras el sistema atraviesa la resonancia. La Fig. 11 muestra las amplitudes antes, durante y después de la resonancia obtenidos experimentalmente.

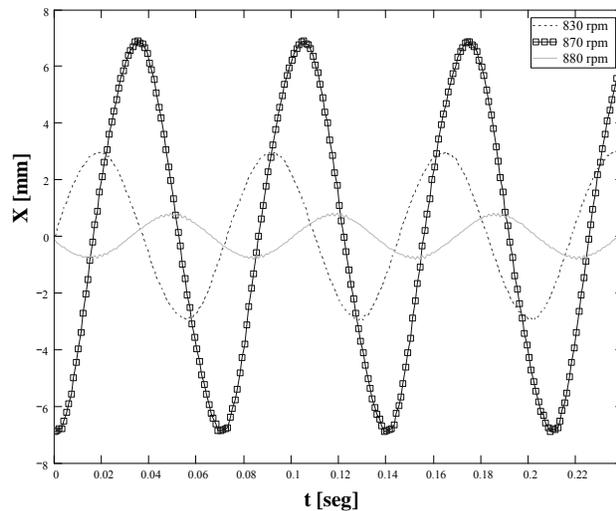


Fig. 11. Fenómeno de resonancia

Es claro que se realizan cálculos en ésta y demás prácticas, que aportan enseñanza al estudiante, que validan las formulas desarrolladas en un curso de teoría, pero los autores decidieron mostrar los resultados más relevantes.

Vibración forzada con amortiguador dinámico

Como se mostró en resultados anteriores si un sistema trabaja en resonancia, las grandes amplitudes pueden llegar

a transmitirse a los soportes, causando daños en la máquina. Las dos primeras alternativas para cuidar el sistema de éste fenómeno son: eliminar la fuente de excitación o cambiar la velocidad de operación, pero en la mayoría de los casos es imposible, puesto que se requiere que el equipo trabaje en la condición dada, así que se deben aplicar sistemas de control adicionales para el control de vibraciones. Éste montaje es una alternativa para el control de vibraciones, implantada en muchas industrias del país en sus procesos de fabricación

5.1 Montaje experimental de vibración forzada con amortiguador dinámico

Los instrumentos de medición de vibración que se han utilizado a lo largo de estas prácticas han sido el transductor de proximidad, el vibrómetro y el acelerómetro. Durante el desarrollo de esta práctica se utilizará nuevamente un transductor de proximidad y un acelerómetro. Como uno de los objetivos primordiales es poner en contacto al estudiante con la tecnología, se introducirá el uso de un chip como instrumento novedoso de medición de vibraciones que funciona como un acelerómetro (Chip Analog modelo ADXL105).

Hasta ahora se han manejados problemas de un GDL, pero en la realidad los sistemas son de múltiples grados de libertad (MGL). Esta práctica es una introducción a los sistemas MGL, se agregan unas láminas metálicas flexible al mismo sistema de la práctica anterior. Al acoplar un segundo sistema al inicial, se tendrá un nuevo sistema mecánico de dos GDL. La ecuación que describe el nuevo sistema es:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{X}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_a + K & -K_a \\ -K_a & K_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ X_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (22)$$

El diseño del amortiguador dinámico consiste en determinar la masa (m_a) y rigidez (k_a) del nuevo sistema, tal que la amplitud a la frecuencia operación del sistema original (resonancia) sea “cero”. Partiendo de esta premisa se

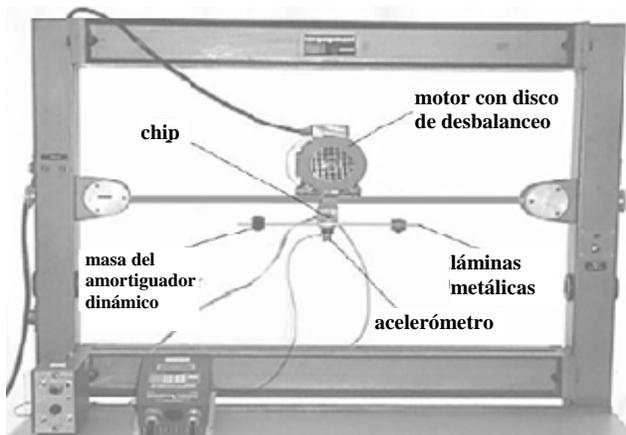


Fig. 12. Montaje experimental del amortiguador dinámico

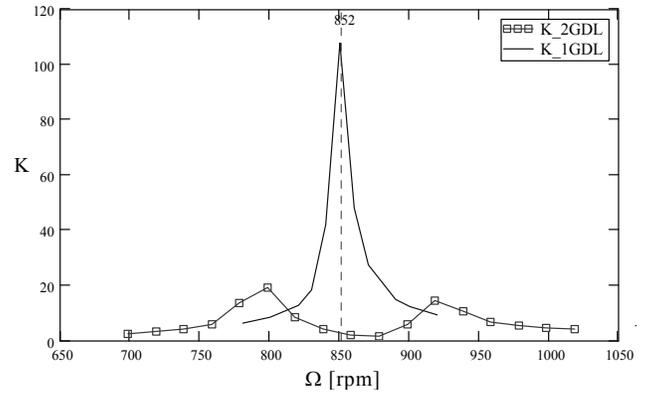


Fig. 13. Efecto del amortiguador dinámico

consigue, un nuevo sistema con dos resonancias, cuyas amplitudes son 82.2% y 86.9% menores que la amplitud original.

En conclusión se puede decir que un sistema tiene tantas resonancias como grados de libertad y al agregar en serie un sistema de un grado de libertad a otro sistema se consigue cambiar la frecuencia crítica del sistema original por dos frecuencias críticas, en las cuales la magnitud de las amplitudes son mucho menores. Esta explicación se puede ver en la Fig. 13.

Evaluación

Para estimar el beneficio y reacción del estudiante ante las prácticas creadas se realizó una encuesta sobre los estudiantes al final del curso. En el cuestionario, se les pedía a los estudiantes que marcaran la respuesta que expresase mejor su opinión sobre cada proposición. Las elecciones eran: (1) Fuertemente de acuerdo, (2) de acuerdo, (3), No opina, (4) en desacuerdo, (5) fuertemente desacuerdo. Setenta estudiantes participaron en la encuesta. La tabla 1 muestra un resumen de la encuesta, se coloca la opción dominante y el porcentaje correspondiente. La opinión de los estudiantes es favorable, lo porcentajes en cada propuesta dominante están por arriba del 90%

Tabla 1. Respuesta de los estudiantes tomada al final del curso de vibraciones del trimestre abril-julio 2006

Proposición	(Opción dominante) %
Son difíciles de desarrollar las prácticas	(5) 95%
Le estimula a pensar más sobre el fenómeno físico	(1) 100%
Es divertido realizar las prácticas	(2) 90%
Se siente estimulado a aprender	(1) 98%
Considera importante el estudio de vibraciones en ingeniería	(2) 92%
El aprendizaje abarco algo más que vibraciones	(1) 100%

En la USB se han formado grupos estudiantiles donde los estudiantes tienen que diseñar y crear el carro de carrera de fórmula SAE (Society of American Engineers), el vehículo todo terreno de SAE mini baja, vehículo de propulsión humana conocido por sus siglas en inglés como Human Power Vehicle (HPV). A lo largo del año el programa de fórmula SAE-USB ha alcanzado sobre 120 estudiantes, quienes muestran interés en participar. Se han desarrollado estudios y tesis de grado para el diseño de pruebas de impacto, diseño de amortiguadores, estudio de la rigidez de torsional del vehículo, las cuales han sido en parte posibles a las bases que los estudiantes tienen del curso de vibraciones que reciben (Nathali et al, 2004).

También se han desarrollado tesis en otras áreas, donde los estudiantes han visto la importancia del conocimiento de las vibraciones, tales como diseño de un banco de pruebas para balanceo de rotores, balanceo de hélices para una máquina de energía eólica, máquina compactadora de pañales desechables, etc.

Queda para un estudio futuro determinar el beneficio que los estudiantes tienen al ingresar a la empresa, hay muchos factores como la inflación que deben ser evaluados, sin embargo un seguimiento a algunos estudiantes con quien se mantiene contacto han manifestado que la experiencia práctica y manejo de equipos e instrumentación les ha favorecido en su trabajo.

Conclusiones

Se logró establecer fórmulas que permitan fácilmente ajustar la toma de datos a cada aplicación específica. Todas las prácticas se realizan en un mismo banco de pruebas; en general los porcentajes de error son bajos, por lo que se garantiza que se logró la caracterización del banco universal de ensayos para vibraciones mecánicas.

El contacto con herramientas y equipos de medición, hace que el estudiante sea capaz de analizar y tomar decisiones cuando se incorpore al mercado laboral de manera efectiva, utilizando estrategias que aseguren el buen desarrollo y funcionamiento de las máquinas que actualmente operan y sea capaz de sugerir nuevos cambios para mejorar y tecnificar los procesos productivos de las industrias en pro de la comunidad y desarrollo profesional.

El uso de galgas como alternativa para el análisis de vibraciones junto con el equipo de telemetría es un gran aporte en la formación de futuros ingenieros, ya que muchas industrias emplean este tipo de tecnología.

Las prácticas conducen al estudiante a nuevas aventuras de exploración, a mejorar el entendimiento de la física de los problemas y ampliar su visión sobre el análisis de datos a través de prácticas experimentales, a mismo tiempo se divierte mientras aprende, logrando captar la atención del estudiante para lograr un buen aprendizaje.

El alcance que se logra cuando el estudiante entra en

contacto con las vibraciones e instrumentos de medición de vibraciones es incuantificable, se ha incrementado el número de tesis de grado en esta área, amplía su visión de diseño, se motivan a participar. En la creación y diseño de proyectos de competencia internacional, como la creación del carro de carrera de fórmula SAE, el vehículo todo terreno de SAE mini baja, vehículo de propulsión humana conocido por sus siglas en inglés como Human Power Vehicle (HPV)

Un ingeniero preparado en el área de vibraciones puede participar en muchas ramas de las actividades económicas que se desarrollan en el país, ya que las vibraciones están presentes en todas las empresas.

Aunque se han creado trabajos en el área de vibraciones y existen otros laboratorios de vibraciones, este trabajo tiene el valor agregado de dar la oportunidad al estudiante de disponer de otras aplicaciones reales que fortalecen el aprendizaje de vibraciones, distintas a las que puede encontrar en internet y libros texto.

Agradecimientos

Un especial agradecimiento al laboratorio de dinámica de máquinas de la Universidad Simón Bolívar y personal que allí labora

Referencias

- De Silva CW, 2000, *Vibration fundamentals and practice*, CRC press, United States of America.
- Faires B, 1996, *Análisis numérico*, segunda edición, Iberoamerica, México.
- Fredrich FE, 1992, *Handbook of rotordynamics*, MacGraw-Hill, United States of America.
- Ganatos P y Liaw B, 1995, *Computer-animated teaching software for engineering dynamics and mechanical vibration*, ASEE/IEEE Frontiers in Education.
- Ginsberg J, 1999, *Mechanical and structural vibrations. theory and applications*, Cambridge University Press, United States of America.
- Gram S. Nelly, 2000, *Fundamental of mechanical vibrations*, second edition, MacGraw-Hill, United States of America. <http://www.seas.upenn.edu/~skkoh>
- Koh S, 2004, *Teaching philosophy and interests*, Trabajos desarrollados en el laboratorio de Universidad de Pensilvania, disponibles en la página web:
- Majewski T, 2003, *Introducción a las vibraciones*, Director del Laboratorio de Vibraciones en la Universidad de las Américas, México
- Moreno N, Pieretti P, Guzman V y Díaz S, 2004, *A student driven multidisciplinary knowledge integration teaching program*, International Conference on Engineering Education, Florida
- Thompson WT y Dahleh MD, 1998, *Theory of vibration with applications*, Prentice-Hall, United States of America.
- Vance JM, 1988, *Rotordynamics of turbomachinery*, Jhon Wiley & Sons, United States of America.