

ATENUACIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS DE FORMA ACTIVA SIN EL USO DE UNA ESTRATEGIA DE CONTROL ELECTRÓNICO

ANDRÉS ELLIS BLASCO, LUIS MEDINA, NICOLÁS VOLPE

Universidad Simón Bolívar. Departamento de Mecánica;

e-mail: andresellisblasco@gmail.com / nicovolpeluthier@gmail.com e-mail: lmedina@usb.ve

Recibido: febrero 2017

Aprobado para publicación: abril 2017

RESUMEN

Este trabajo tiene como objetivo demostrar que las vibraciones forzadas de una máquina, producidas por fuerzas armónicas, pueden ser atenuadas utilizando un sistema de control activo, sin el uso de una estrategia de control implementada mediante electrónica dedicada para tal fin. Se diseñó y construyó un prototipo para comprobar, experimentalmente, el objetivo teóricamente planteado, y para ser adaptado y probado en el Banco Universal de Vibraciones del Laboratorio de Dinámica de Máquinas de la Universidad Simón Bolívar. Contiene tres elementos principales: un sensor mecánico, un actuador electromagnético y un interruptor mecánico. Los resultados experimentales mostraron una atenuación del 33,2 % de las vibraciones, cuando la frecuencia de operación coincide con la primera frecuencia crítica, igual a 12,8 Hz. Considerando que el prototipo fue fabricado y ensamblado manualmente, sin costo relevante en materiales para su construcción y utilizando un arranque automotriz disponible, y aun tomando en cuenta la eventualidad del recalentamiento del actuador y la corrosión galvánica del interruptor, se puede concluir que el resultado obtenido logró el objetivo planteado en el proyecto. El prototipo deja abierta la posibilidad de mejorar esta propuesta como una alternativa para atenuar las vibraciones de forma activa. Esto dependería, en parte, de lo sencillo o complejo que sea el diseño de los sensores y demás elementos del equipo, así como de la tecnología de control utilizada. Además, representa un enfoque diferente que ofrece una nueva opción de solución, ampliando así la gama de las ya existentes.

Palabras clave: Amortiguador dinámico, vibraciones, solenoide, sistema de control activo de vibraciones, atenuador

ACTIVE ATTENUATION OF MECHANICAL VIBRATIONS WITHOUT THE USE OF AN ELECTRONIC CONTROL STRATEGY

ABSTRACT

This paper aims to demonstrate that the forced vibrations of a machine, produced by harmonic forces, can be attenuated using an active control system, without using a control strategy implemented by electronics dedicated for that purpose. The methodology used to meet this objective was based on the study and research on vibration theories, design of dynamic vibration absorbers, fundamentals of active control systems and theory concerning the behavior of electromagnetic solenoid actuators, to develop and support the theoretical framework. A prototype was designed and built to test, experimentally, the theoretically raised objective, and to be adapted and tested in a universal vibration test rig located in the Dynamics of Machinery Laboratory of the Simon Bolivar University. It comprises three main elements: a mechanical unidirectional movement sensor, an electromagnetic solenoid actuator and a mechanical switch. The experimental results showed an attenuation of 33.2% of overall engine – bar vibration amplitude on the test rig, when the operating frequency coincides with the first critical frequency, equals to 12.8 Hz. Considering that the prototype was manufactured and assembled by hand, without significant cost in materials for its construction and using an available automotive starter, and even taking into account the possibility of overheating of the actuator and the switch's galvanic corrosion, it can be concluded that the result demonstrated the objective raised regarding the project. The prototype leaves an open possibility to improve this proposal as an alternative to attenuate vibration actively. This would depend, in part, on how simple or complex would be the design of the sensors and other elements of equipment, including the control technology. It also represents a different approach that offers a new solution, expanding the range of existing ones.

Keywords: Vibration mass damper, vibrations, solenoid, active vibration control system, attenuator

INTRODUCCIÓN

En los procesos que involucran máquinas, es frecuente encontrar fenómenos de vibración asociados al funcionamiento de los mecanismos y al comportamiento dinámico del conjunto. En algunas ocasiones, estas vibraciones son indeseables para el sistema y/o para el ser humano, debido a que pueden, entre otras cosas, incrementar los esfuerzos en las fundaciones de la máquina, deteriorar los materiales por fatiga y generar sensación de inseguridad (infundada o no) que afecta el rendimiento de los operarios en el ambiente de trabajo.

En el caso de las máquinas rotativas, las vibraciones anormales comúnmente ocurren por desbalance y desalineación de los ejes, deformación del material, poleas desajustadas y demás problemas de mantenimiento, los cuales deben ser corregidos para garantizar un funcionamiento adecuado y seguro del equipo. Debido al fenómeno de la resonancia, pueden presentarse vibraciones indeseadas aun si la máquina está en óptimas condiciones. Si este es el caso, para resolver el problema, una alternativa consiste en utilizar dispositivos llamados amortiguadores dinámicos de vibración (ADV), los cuales absorben las vibraciones, atenuándolas significativamente. Estos dispositivos son una opción de solución muy eficiente en sistemas cuyas condiciones y características naturales no pueden ser modificadas.

En el año 2009, Víctor Rastelli, Nila Montbrún y Boris Bossio, ingenieros y profesores de la Universidad Simón Bolívar, resolvieron el siguiente problema de vibraciones en una industria venezolana: máquinas de selección de granos, diseñadas para trabajar a una frecuencia de operación específica, entraron en resonancia con las fundaciones y la estructura. Implementando un amortiguador dinámico de vibración, se logró una disminución de las vibraciones en un 79 % del valor original (Rastelli, Montbrún y Bossio, 2009).

Los amortiguadores dinámicos de vibración son dispositivos utilizados comúnmente en máquinas que operan a velocidad constante, debido a que estos se sintonizan a una frecuencia de operación determinada y son efectivos solo dentro de un estrecho rango de frecuencias. Por lo tanto, no son adecuados para absorber vibraciones en sistemas que presentan perturbaciones o variaciones en su frecuencia de operación.

Por esta razón, en el transcurso de los años se ha intentado rediseñar el amortiguador dinámico de tal forma que

sea igualmente eficiente en un rango de frecuencias de operación determinado, y pueda ser utilizado en diversas aplicaciones. Es entonces cuando surgen investigaciones sobre el control activo de vibraciones.

Recientemente, en el año 2007, Hassan Rivaz y Robert Rohling diseñaron un amortiguador dinámico para ser utilizado en aplicaciones médicas. El diseño presentó un controlador activo proporcional integral y un actuador electromagnético, con el fin de realizar contrapeso con las fuerzas de reacción, producto del contacto con el tejido. Los experimentos mostraron un rango de frecuencias de operación de 5 Hz a 10 Hz (Rivazy y Rohling, 2007).

En el año 2014, Toshihiko Komatsuzaki y Yohio Iwata, diseñaron un amortiguador dinámico activo de frecuencia sintonizable, utilizando un elastómero magnetorreológico, para mitigar las vibraciones transitorias de un sistema de un grado de libertad. El amortiguador redujo significativamente la amplitud del sistema primario en un rango de 25 Hz a 35 Hz (Komatsuzaki e Iwata, 2014).

En el año 1993, Satoru Igarasi, Katsuhisa Shibukawa e Hiromi Sekito diseñaron un amortiguador dinámico activo con la capacidad de modificar su frecuencia natural ajustando la distancia entre tres imanes de tierras raras, utilizando para ello una unidad de control. Los experimentos mostraron una reducción significativa de las vibraciones en un rango de frecuencias de operación de 15 Hz a 45 Hz (Igarasi, Shibukawa y Sekito, 1993).

En el año 2006, Kefu Liu y Jie Liu desarrollaron un amortiguador dinámico electromagnético de rigidez variable que no posee contacto ni movimiento mecánico. La rigidez puede variarse instantáneamente y el dispositivo es sintonizable en línea, con la capacidad de suprimir vibraciones excitadas por una fuerza armónica en un rango de operación de 5Hz a 20 Hz (Liu y Liu, 2006).

En el año 2003, Cristina Ruel desarrolló, en su proyecto de grado de Ingeniería Mecánica, en la Universidad Simón Bolívar, un amortiguador dinámico automatizado, con la capacidad de modificar sus parámetros de masa y rigidez mediante un sistema de control implementado a través de un computador personal. En operación, se logró atenuar las vibraciones, aproximadamente en un 87 % (Ruel, 2003). El presente trabajo tiene como objetivo demostrar que las vibraciones forzadas de una máquina, producidas por fuerzas armónicas (desbalance dinámico), pueden ser atenuadas utilizando un sistema de control activo simple, sin el uso de una estrategia de control implementada mediante

electrónica dedicada para tal fin. La metodología empleada para cumplir con el objetivo mencionado se fundamentó en dos aspectos:

Se estudió e investigó sobre teorías de vibraciones, diseño de los amortiguadores dinámicos de vibración, fundamentos de los sistemas de control activos de vibraciones y teoría referente al comportamiento de los actuadores electromagnéticos de tipo solenoide, para elaborar y sustentar el marco teórico.

Se diseñó y construyó un prototipo para comprobar, experimentalmente, el objetivo teóricamente planteado.

El atenuador se diseñó para ser adaptado y probado a través del Banco Universal de Vibraciones del Laboratorio de Dinámica de Máquinas de la Universidad Simón Bolívar. Contiene tres elementos principales: un sensor mecánico de movimiento unidireccional, un actuador electromagnético y un interruptor mecánico.

MARCO TEÓRICO

Revisión teórica del amortiguador dinámico de vibración (ADV)

Un amortiguador dinámico de vibración (ADV) es un sistema vibratorio de un grado de libertad, generalmente constituido de una masa, un resorte y un amortiguador, que se acopla a un sistema primario con el objetivo de reducir sus vibraciones (Rastelli et al., 2009). Al instalar un ADV, el sistema principal presentará un grado de libertad adicional.

Suponiendo un sistema primario de un grado de libertad, y considerando despreciables los efectos de la amortiguación, las ecuaciones que describen el movimiento del sistema, en condición de régimen permanente, están representadas por la ecuación (1).

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{y}_1(t) \\ \ddot{y}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

En este caso, " M_2 " corresponde a la masa del ADV, " K_2 " es la constante elástica del ADV, " $y_2(t)$ " es la coordenada generalizada que describe el desplazamiento vertical del ADV. El parámetro " M_1 " corresponde a la masa del sistema principal, " K_1 " es la constante elástica del sistema principal, " $y_1(t)$ " es la coordenada generalizada que describe el

desplazamiento vertical del sistema principal. Finalmente, " $F(t)$ " representa una fuerza armónica aplicada al sistema principal.

Sabiendo que la fuerza es de carácter armónico, la respuesta también tendrá un comportamiento armónico. Se propone la siguiente solución, representada por la ecuación (2):

$$\begin{cases} y_1(t) = A \operatorname{sen}(\omega t) \\ y_2(t) = B \operatorname{sen}(\omega t) \end{cases} \quad (2)$$

El valor de las constantes " A " y " B " viene dado por las ecuaciones (3) y (4), respectivamente.

$$A = \frac{F_0 (K_2 - M_2 \omega^2)}{(K_2 - M_2 \omega^2)(K_1 - \omega^2 M_1) - K_2 M_2 \omega^2} \quad (3)$$

$$B = \frac{F_0 K_2}{(K_2 - M_2 \omega^2)(K_1 - \omega^2 M_1) - K_2 M_2 \omega^2} \quad (4)$$

Donde " ω " es la frecuencia de excitación.

Para que la amplitud del sistema primario sea cero, el numerador de la ecuación (3) debe ser igual a cero. Se obtiene la ecuación (5).

$$\omega^2 = \frac{K_2}{M_2} \quad (5)$$

De acuerdo con la expresión anterior, se concluye que para que la amplitud de vibración del sistema principal sea nula (teóricamente), el valor de la frecuencia natural del ADV debe coincidir con el valor de la frecuencia de excitación.

Actuador electromagnético tipo solenoide

Definición

Un actuador electromagnético tipo solenoide es un dispositivo cuyo principio de operación se basa en convertir energía eléctrica en energía mecánica, específicamente movimiento mecánico lineal.

Modelo mecánico del actuador

El actuador se modeló como un sistema de un grado de libertad, tal como lo ilustra la Figura 1.

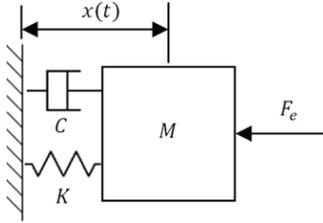


Figura 1. Representación del actuador en una posición genérica

En la figura, “ M ” es la masa del émbolo, “ K ” es la constante elástica del resorte, “ C ” es la constante de amortiguamiento del sistema, “ $x(t)$ ” es la coordenada de posición absoluta del émbolo y “ F_e ” es la fuerza electromagnética aplicada sobre el émbolo.

Conforme la segunda ley de Newton, la ecuación de movimiento del sistema está representada en la ecuación (6).

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = F_e \quad (6)$$

La fuerza electromagnética se obtiene al derivar la energía magnética acumulada en el solenoide con respecto a la posición del émbolo (Lishevski, 1999), y se expresa según la ecuación (7).

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = F_e \quad (7)$$

Para el modelo del actuador se tomaron en consideración tres reluctancias en serie, las cuales se observan en la Figura 2. En esta ilustración, también se muestran otros parámetros necesarios para el estudio del dispositivo. Para simplificar los cálculos, la reluctancia del armazón se consideró despreciable. En la Figura 2 se muestran los parámetros geométricos y físicos considerados para el modelo equivalente del actuador.

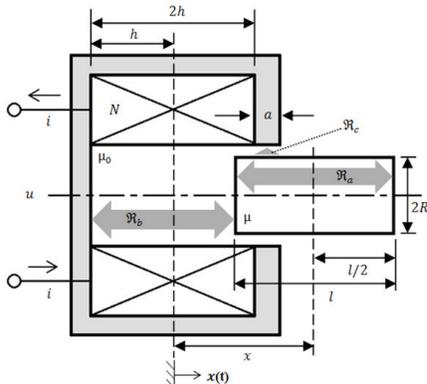


Figura 2. Corte longitudinal de un actuador tubular

La primera reluctancia, “ \mathfrak{R}_a ”, ecuación (8), corresponde con el émbolo de radio “ R ”, longitud “ l ” y permeabilidad magnética “ μ ”:

$$\mathfrak{R}_a = \frac{l}{\mu \pi R^2} \quad (8)$$

La segunda reluctancia, “ \mathfrak{R}_b ”, ecuación (9), corresponde con el cilindro de aire de radio “ $(R + b)$ ”, longitud “ $(h + x - l/2)$ ” y permeabilidad magnética “ $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} [\text{H/m}]$ ”. La distancia “ x ”, representa la posición relativa del émbolo medida desde su centro geométrico al centro del solenoide:

$$\mathfrak{R}_b = \frac{(h + x - l/2)}{\mu_0 \pi (R + b)^2} \quad (9)$$

La tercera reluctancia, “ \mathfrak{R}_c ”, ecuación (10), corresponde con la holgura de aire entre la pared externa del émbolo y la pared interna del armazón. La densidad de flujo magnético a lo largo de la distancia “ b ” no es constante debido a que varía el radio. En este caso, es necesario realizar una integración desde “ R ” hasta “ $(R + b)$ ”:

$$\mathfrak{R}_c = \frac{1}{\mu_0 2 \pi a} \ln\left(1 + \frac{b}{R}\right) \quad (10)$$

Finalmente, la reluctancia total del sistema, “ \mathfrak{R} ”, representada por las ecuaciones (11) y (12), corresponde a la suma de las tres reluctancias en serie:

$$\mathfrak{R} = \mathfrak{R}_a + \mathfrak{R}_b + \mathfrak{R}_c \quad (11)$$

$$\mathfrak{R} = \frac{l}{\mu \pi R^2} + \frac{(h + x - l/2)}{\mu_0 \pi (R + b)^2} + \frac{\ln\left(1 + \frac{b}{R}\right)}{\mu_0 2 \pi a} \quad (12)$$

En un actuador, la inductancia del solenoide no es constante pues su valor depende de la posición del émbolo, la reluctancia y el flujo magnético. La inductancia se expresa según la ecuación (13), y su derivada con respecto a la posición está representada por la ecuación (14):

$$L(x) = \frac{N^2}{\mathfrak{R}(x)} = \frac{N^2}{\mathfrak{R}_a + \mathfrak{R}_b + \mathfrak{R}_c} \quad (13)$$

$$\frac{dL(x)}{dx} = \frac{d}{dx} \left(\frac{N^2}{\mathfrak{R}_a + \mathfrak{R}_b + \mathfrak{R}_c} \right) \quad (14)$$

Adicionalmente, al considerar la ley de voltajes de Kirchhoff para el circuito eléctrico de corriente directa, resulta la ecuación (15).

$$u = ri + \frac{d}{dt} [L(x)i] = ri + L(x) \frac{di}{dt} + i \frac{dL(x)}{dx} \frac{dx}{dt} \quad (15)$$

Donde “ u ” es el voltaje aplicado, “ i ” es la corriente eléctrica y “ r ” es la resistencia eléctrica del solenoide.

Finalmente, se obtienen las ecuaciones (16) y (17) que definen, completamente, el comportamiento del actuador.

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = \frac{1}{2} t^2 \frac{d}{dx} \left(\frac{N^2}{\mathfrak{R}_a + \mathfrak{R}_b + \mathfrak{R}_c} \right) \quad (16)$$

$$u = ri + \left(\frac{N^2}{\mathfrak{R}_a + \mathfrak{R}_b + \mathfrak{R}_c} \right) \frac{di}{dt} + i \frac{d}{dx} \left(\frac{N^2}{\mathfrak{R}_a + \mathfrak{R}_b + \mathfrak{R}_c} \right) \frac{dx}{dt} \quad (17)$$

METODOLOGÍA

Proceso de diseño del atenuador

En la actualidad, las tecnologías basadas en funcionamientos mecánicos y analógicos en ocasiones se ven relegadas a un segundo plano. Es importante reconocer que estas son la base de muchas ideas y soluciones que hoy se manejan con la electrónica y el mundo digital. Las máquinas y dispositivos para control de vibraciones no escapan de esta realidad.

Un proceso creativo puede generarse de muchas maneras: desde una simple asociación de ideas, hasta una serendipia. La imagen de un choque frontal de trenes, en el cual, al momento del impacto, el movimiento se detiene abruptamente, dio pie para considerar la posibilidad de utilizar un dispositivo mecánico que genere un movimiento opuesto a las vibraciones que experimenta la máquina o sistema que es objeto del estudio para la atenuación de sus vibraciones. Ello bajo la premisa de que siendo las vibraciones mecánicas un movimiento, este se puede controlar al aplicar una fuerza que se oponga a él.

Teniendo en mente la imagen del choque de trenes, las teorías de movimiento y de vibraciones, siendo consecuente con la utilización de tecnologías basadas en funcionamientos mecánicos y analógicos, y basándose en el método hipotético-deductivo y el método heurístico de ensayo y error como criterios principales de selección de

conceptos y soluciones, se procedió como se describe a continuación.

El objetivo del diseño fue crear un mecanismo de control de vibraciones lo más sencillo posible, sin la intervención de una computadora o dispositivo electrónico alguno para la implementación del control activo, con el fin de atenuar la amplitud de los movimientos oscilatorios de un sistema que presentó una frecuencia de operación constante de 12,8 Hz, correspondiente a la primera frecuencia crítica.

El sobrediseño estuvo presente en la concepción del equipo a fin de que este soportara, sin mayores complicaciones, las múltiples pruebas en laboratorio a las que sería sometido. Se decidió que el atenuador presentara tres componentes principales para lograr el control de vibraciones, soportados por una robusta base de acero: un actuador, un sensor y un interruptor.

El funcionamiento del dispositivo fue concebido de la siguiente forma: el sensor recibiría la señal de vibración, transmitiría la información al interruptor y este energizaría el actuador, el cual, presentando un movimiento opuesto al sistema primario, debería atenuar la amplitud de las oscilaciones.

Se decidió utilizar un actuador tipo solenoide de un motor de arranque automotriz que estaba disponible para ser empleado como el actuador del dispositivo.

El primer diseño del sensor mecánico se basó en un amortiguador dinámico de vibración (ADV): una barra de acero empotrada con una masa en el extremo libre, con la posibilidad de ajustar su longitud para sintonizarlo a la frecuencia de operación del sistema (12,8 Hz). Se observó, al realizar múltiples pruebas en el laboratorio que, por más pequeño que se fabricara, su efecto como amortiguador dinámico era capaz de atenuar, de forma apreciable (casi en su totalidad), las amplitudes de vibración de la máquina. Se dedujo que, para este caso en particular, un ADV no representaba una opción viable para ser utilizado como sensor de vibraciones.

Durante el rediseño del sensor, y basándose en el método de ensayo y error, la tormenta de ideas convergió hacia un antiguo elemento utilizado ampliamente en relojería: el péndulo, el cual está relacionado a movimientos armónicos. La solución afloró de forma natural: sustituir el empotramiento por una articulación.

Con estas modificaciones, se sometió el equipo a nuevas pruebas en el laboratorio, logrando los resultados esperados.

Sustituir el empotramiento por una articulación hizo que la constante elástica “ K ” del sensor se anulara, y, en consecuencia, este no entrara en resonancia con el sistema primario.

Con respecto al interruptor, este se concibió como uno de tipo “normalmente abierto” de la siguiente manera: un par de barras horizontales paralelas, empotradas en una base aislante, con contactos en sus respectivos extremos libres. En el movimiento descendente del sensor, las barras entrarían en contacto y se cerraría el circuito, energizando así al actuador.

Sucesivas pruebas en el laboratorio reflejaron otra interferencia que originalmente se consideró despreciable en el rendimiento del dispositivo: el efecto de rebote de la masa del péndulo cuando acciona el interruptor, deformándolo elásticamente. Esto se solventó aumentando la longitud de las barras del interruptor, lo que disminuyó su rigidez. En la práctica, por ensayo y error, se demostró que distintos valores de longitud influyen significativamente en el rendimiento del equipo, por lo cual se decidió permitir al usuario el ajuste de este parámetro, así como también la amplitud de movimiento del péndulo del sensor y la separación de los contactos del interruptor. Todo esto terminó de definir el diseño propuesto, así se llegó a su versión final.

El atenuador se diseñó para ser adaptado al Banco Universal de Vibraciones del Laboratorio de Dinámica de Máquinas de la Universidad Simón Bolívar. En la Figura 3, se puede observar una ilustración del atenuador.

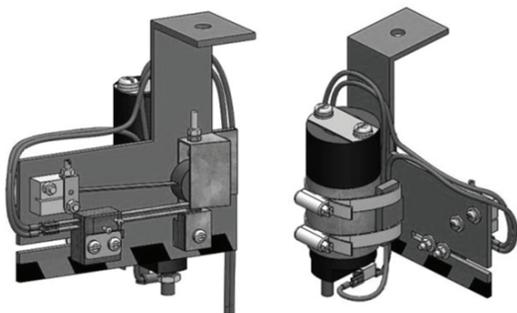


Figura 3. Diseño del atenuador

Criterios de selección de materiales para la fabricación del prototipo

El criterio para la selección de los materiales se basó en los siguientes aspectos: la disponibilidad de estos en el taller de fabricación (materiales reciclados), y el sobrediseño del dispositivo a fin de que soportara las múltiples pruebas y

ensayos en el laboratorio. Este criterio permitió enfocarse en satisfacer el objetivo propuesto, sin la necesidad de realizar estudios de resistencia de materiales. Nuevamente, el método de ensayo y error fue fundamental.

Entre los materiales reciclados utilizados, se encuentran:

- Láminas de acero de distintos espesores. Se seleccionó este material por ser cómodo de soldar, por su capacidad de ser trabajado con máquinas y herramientas convencionales y por su maleabilidad. Los mayores espesores se utilizaron en la base principal del atenuador para otorgarle robustez y rigidez al equipo, y los espesores más delgados para fabricar guías, soportes y las barras del sensor e interruptor (en el caso de este último, también se tomó en cuenta la alta conductividad eléctrica de este material).
- Retazos de madera, utilizados para la fabricación de la base del interruptor. Se seleccionó este material por ser aislante y de fácil tallado.
- Plomo. Utilizado para la fabricación del sensor por su alta densidad y fácil fundición.
- Actuador tipo solenoide de un motor de arranque usado de un automóvil. Se empleó dada su disponibilidad en el momento de la fabricación del prototipo.
- Perfil cilíndrico de latón, y láminas de latón. Material seleccionado por ser fácil de trabajar con herramientas manuales y/o por su alta conductividad eléctrica. Utilizado para la fabricación de los contactos del interruptor, elaboración de roscas para alojar los tornillos de retención en la base del interruptor, soporte de la articulación del sensor, entre otras aplicaciones.
- Perfil rectangular de aluminio, utilizado para la base del sensor. Seleccionado principalmente por ser fácil de trabajar con herramientas manuales.

Entre los materiales nuevos e insumos utilizados, se encuentran:

- Lacas para acabado automotriz, para proteger la base metálica del atenuador de la corrosión.
- Tornillería, para asegurar los componentes; y abrazaderas, para sujetar el actuador solenoide a la base del atenuador. Esto a fin de permitir un ensamblaje y desmontaje rápido y sencillo.
- Cable automotriz, para las conexiones eléctricas. Utilizado por sus características de alta resistencia y rendimiento.
- Terminales varios, para un rápido desarmado y montaje de las conexiones eléctricas.

- Electrodo E6013 para soldadura de arco eléctrico, para la construcción de la base principal del atenuador.

Especificaciones de los componentes principales del atenuador

Sensor

El sensor mecánico consiste en una barra de acero, de sección transversal de 6 mm x 0,9 mm. En el extremo libre, se dispone de una masa de plomo de 100 g, la cual está fundida con la barra de acero, formando así una única pieza: el péndulo del sensor. Este se encuentra articulado a su base: un bloque de aluminio apernado a la base principal del aparato. Se dispone de una “carcasa guía” que cumple la función de limitar el movimiento del péndulo, asegurando que se desplace únicamente en la dirección vertical. La carcasa guía presenta un tornillo que permite calibrar la amplitud de movimiento del péndulo (en el movimiento ascendente, impacta con la cabeza del tornillo). Este tornillo se ajusta manualmente desde la parte superior de la carcasa guía, sin necesidad de desmontar el equipo. En la Figura 4, se ilustra el sensor mecánico con sus respectivos elementos.

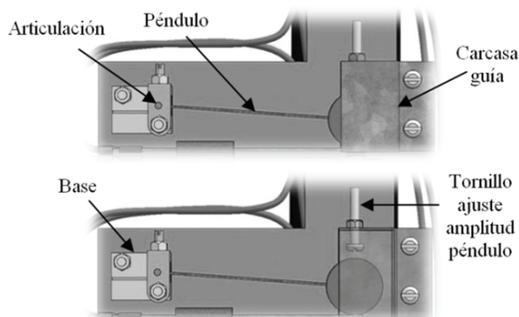


Figura 4. Sensor del atenuador

El hecho de que el sensor esté vinculado a la base mediante una articulación y no un empotramiento, tal como lo ilustra la Figura 4, evita que el conjunto entre en resonancia con el sistema primario. De esta manera, es posible detectar las vibraciones y transmitir la señal al interruptor sin alterar el rendimiento del atenuador. Si el sensor estuviera empotrado, actuaría como un amortiguador dinámico (ADV) y afectaría significativamente el funcionamiento del equipo. Esto último se comprobó experimentalmente, tal como fue mencionado en el inicio de esta sección.

Interruptor

El interruptor consiste en dos barras de acero empotradas, con contactos de latón remachados en sus respectivos

extremos libres. Los contactos, al tocarse, cierran el circuito eléctrico y permiten el paso de corriente al actuador. En cuanto al dimensionamiento de las barras, el sensor y el interruptor comparten el mismo material y la misma sección transversal.

Las barras se acoplan a su base aislante de madera, y se fijan con unos tornillos de retención. La base puede ajustarse en relación a los tres grados de libertad de movimiento en el plano de la base principal: desplazamiento longitudinal y perpendicular a lo largo y ancho de la ranura de alojamiento, y rotación alrededor de los tornillos de fijación (esto es posible debido a que los tornillos presentan un diámetro menor a la ranura de la base del interruptor). También es posible ajustar manualmente la distancia entre los contactos, lo cual modifica tanto el tiempo de cierre como la rigidez del interruptor.

Además, presenta un soporte fabricado en acero y madera apernado a la base principal, que cumple la función de limitar el movimiento vertical del sensor para que este, al descender, cierre el circuito eléctrico. En la Figura 5, se presenta una ilustración del interruptor.

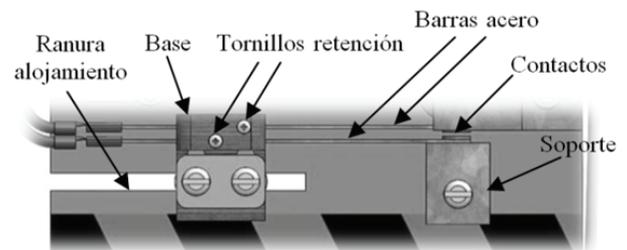


Figura 5. Interruptor del atenuador

Actuador

El actuador del atenuador, proviene del motor de arranque de un automóvil, disponible para la fabricación del prototipo. El arranque es de un vehículo marca Mitsubishi, modelo Montero Dakar, del año 1996. Contiene un émbolo de acero con una masa de 100 g, un resorte de retorno con una constante elástica, estimada experimentalmente, igual a 1055 N/m y un solenoide con una resistencia interna medida igual a 4,2 Ω . El alambre de la bobina corresponde al calibre AWG 19 y presenta, según los cálculos realizados, aproximadamente 2000 vueltas de devanado. Este dispositivo opera con corriente continua y un voltaje de 12 V. En la Figura 6, se muestra una ilustración del actuador ensamblado en el dispositivo.

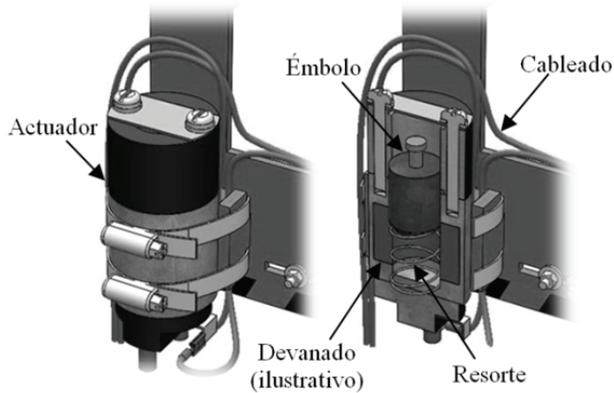


Figura 6. Actuador del atenuador

CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

Todos los elementos del prototipo fueron fabricados a mano en el taller de luthería de Nicolás Volpe, utilizando materiales reciclados. En las Figuras 7 y 8 se presenta el prototipo del atenuador totalmente culminado y listo para su instalación.

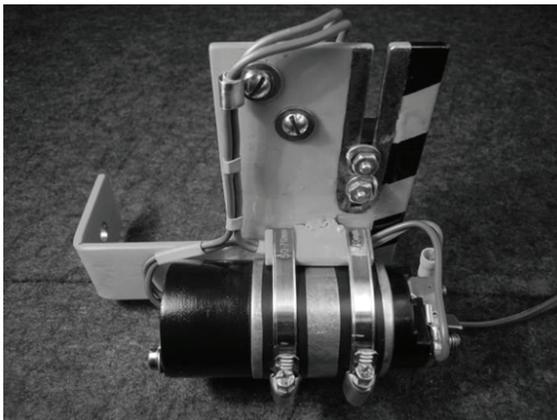


Figura 7. Vista posterior del atenuador

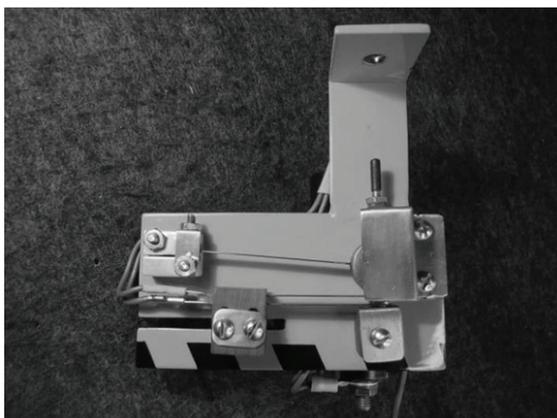


Figura 8. Vista frontal del atenuador

SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL ACTUADOR

Cabe destacar que en el proceso del diseño conceptual del dispositivo, se realizó una simulación en la herramienta computacional Simulink®, con propósitos más cualitativos que cuantitativos. Esto, para poder evaluar la funcionalidad del actuador disponible, específicamente para reflejar el comportamiento del émbolo del arranque, que también fue examinado experimentalmente durante la sintonización del dispositivo.

La simulación está basada en las ecuaciones (16) y (17), las cuales representan, teóricamente, el comportamiento de un actuador electromagnético tipo solenoide.

Al correr la simulación, los resultados se muestran en forma de gráficos. La posición del émbolo en función del tiempo se muestra en la Figura 9, utilizando un valor de frecuencia de oscilación de 12,7 Hz.

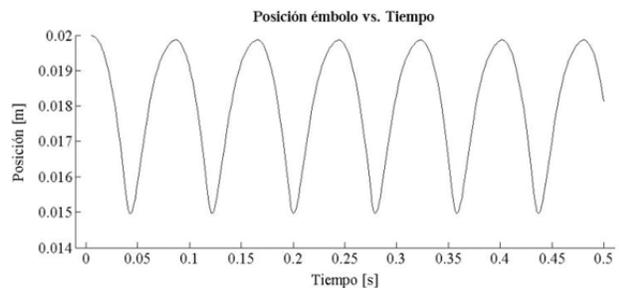


Figura 9. Posición del émbolo en función del tiempo

Para que ocurra una atenuación de vibraciones, lo ideal es que las fuerzas que generan dichos movimientos sean opuestas y de igual comportamiento. En la Figura 9, se observa que el movimiento del émbolo se asemeja a una función sinusoidal y a los movimientos oscilatorios de una máquina que presenta vibraciones por fuerzas de excitación armónicas.

Cuando el circuito eléctrico se cierra, se transmite corriente al solenoide y este genera la fuerza electromagnética que atrae al émbolo al centro del embobinado, donde el campo magnético es más intenso; pero, como la duración del cierre del circuito es muy corta, el émbolo, en su recorrido, no llega al centro del solenoide.

Una vez que los contactos del interruptor se separan, la corriente eléctrica deja de fluir en el circuito, provocando que la fuerza electromagnética se anule y que el émbolo regrese a su posición inicial. Sin embargo, como se mencionó anteriormente, el lapso de tiempo es muy pequeño y el

émbolo no es capaz de llegar a su posición original, puesto que un instante después vuelve a haber flujo de corriente al cerrarse el circuito nuevamente.

En operación, se observa que el émbolo se mantiene oscilando entre sus dos topes sin hacer contacto con ellos, presentando una amplitud pico–pico de aproximadamente 5 mm, lo cual refleja lo que se percibió a simple vista en la práctica.

RESULTADOS

El atenuador fue instalado en un sistema con un motor eléctrico que presenta vibraciones verticales por desbalance dinámico, en el Banco Universal de Vibraciones de la Universidad Simón Bolívar. En la Figura 10, se muestra el montaje experimental con los instrumentos de medición.

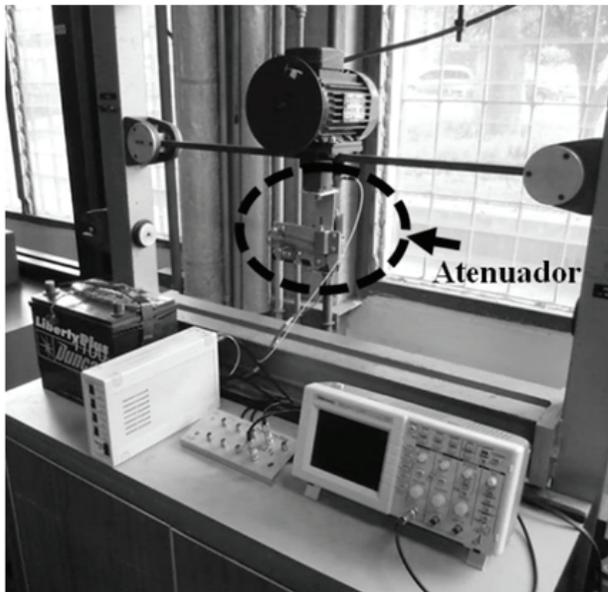


Figura 10. Montaje experimental

Los resultados experimentales, referidos a la amplitud de vibración pico–pico medida directamente en el osciloscopio, para una frecuencia de operación constante del motor de 12,8 Hz, correspondiente a la primera frecuencia crítica del sistema, se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Resultados experimentales

Medida	Amplitud pico-pico [V]	Atenuador
1	20,2	Desactivado
	13,4	Activado
2	20,2	Desactivado
	13,0	Activado
3	20,2	Desactivado
	12,2	Activado
4	20,2	Desactivado
	14,0	Activado
5	20,4	Desactivado
	15,0	Activado

Los resultados muestran que, en promedio, con el dispositivo desactivado el sistema presentó amplitudes pico–pico de 20,2 V. Con el dispositivo activado, en promedio, las amplitudes se redujeron a 13,5 V, lo que representa una atenuación del 33,2 % de la vibración original.

En intervalos largos de operación, se percibió recalentamiento del actuador. Esto se debe a que el actuador es una adaptación de un motor de arranque de un automóvil, para cuyo uso regular no está prevista su activación o accionamiento a una frecuencia tal como se utiliza en esta aplicación, lo que ocasiona un calentamiento rápido del actuador. Además, se observó corrosión galvánica en el interruptor, lo cual limita la vida útil de los contactos por efecto de aislamiento eléctrico entre los materiales.

La corrosión galvánica es un proceso electroquímico, corrosivo, que ocurre cuando metales disímiles se ponen en contacto eléctrico en presencia de un electrolito (en este caso, aire) (Roberge, 2000). Los metales y aleaciones poseen diferentes potenciales de corrosión. Cuando dos o más entran en contacto en un electrolito, el metal con el potencial más noble actúa como cátodo y el metal con el potencial más activo actúa como ánodo. El ánodo se corroe más rápido de lo que normalmente lo haría, mientras que el cátodo se corroe más lento.

Para que ocurra corrosión galvánica, deben presentarse tres condiciones (Corrosion Doctors, 2016):

1. Metales con diferente composición electroquímica deben estar presentes.
2. Los metales deben estar en contacto eléctrico.
3. Los metales deben estar expuestos a un electrolito.

El interruptor está fabricado con dos metales distintos: latón y acero. La diferencia de índices anódicos es aproximadamente 0,45 V, lo cual sobrepasa el valor recomendado para “ambientes normales” de 0,25 V

(Corrosion Doctors, 2016). Este valor indica la alta probabilidad de corrosión galvánica en estos materiales.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este proyecto se planteó un mecanismo de control de vibraciones sencillo. Como premisa fundamental en el diseño se estableció que su funcionamiento debía ser simple, sin la intervención de una computadora o dispositivo electrónico alguno para la implementación del control activo.

Disponiendo de un actuador de un motor de arranque automotriz, surgió la idea de utilizar este dispositivo para contrarrestar vibraciones, y sintonizarlo para que se active, por medio de pulsos eléctricos, a la frecuencia de oscilación de una máquina. Las vibraciones son movimientos. Un movimiento se puede controlar al aplicar una fuerza que se oponga a él. Siendo consecuente con la utilización de tecnologías basadas en funcionamientos mecánicos y analógicos, se consideraron varias alternativas.

Se diseñó un sensor mecánico basado en un amortiguador dinámico de vibración (ADV). Se observó, al realizar pruebas en el laboratorio, que por más pequeño que se fabricara el sensor, su efecto como amortiguador dinámico era capaz de atenuar, de forma apreciable, las amplitudes de vibración de la máquina. No fue posible lograr los resultados esperados con el actuador.

Tomando en cuenta esta experiencia, fue necesario rediseñar el sensor. La solución fue sustituir el empotramiento por una articulación.

El diseño del atenuador se desarrolló y mejoró en sucesivas pruebas de laboratorio al prototipo fabricado, solventando inconvenientes como el efecto de rebote de la masa del péndulo cuando acciona el interruptor, deformándolo elásticamente.

Buscando las máximas prestaciones del amortiguador dinámico construido, fue necesario permitir la posibilidad de ajuste en diversos componentes, tales como la amplitud de movimiento del péndulo del sensor, la separación de los contactos y la longitud de las barras del interruptor. Todo esto contribuyó con la robustez de la funcionalidad del prototipo diseñado. Para el diseño final y la construcción del prototipo, siempre fue muy importante considerar la disponibilidad de materiales, la tecnología de fabricación y recursos económicos disponibles.

No es posible cuantificar, en términos monetarios, los costos de fabricación de este equipo, debido a que la mayor parte de los materiales e insumos, tanto nuevos como reciclados, descritos anteriormente, se encontraban disponibles en el taller de luthería de Nicolás Volpe. De igual manera, la mano de obra, que representaría el mayor peso en el costo de fabricación, tampoco es cuantificable por la razón antes mencionada.

El prototipo fue realizado totalmente a mano utilizando máquinas herramientas y procesos de fabricación convencionales. Con fines experimentales para este proyecto, el prototipo fue construido para ser probado en el Banco Universal de Vibraciones del Laboratorio de Dinámica de Máquinas de la Universidad Simón Bolívar. El hecho de que el actuador provenga del motor de arranque de un automóvil, condiciona el rendimiento y la velocidad de la respuesta del atenuador, principalmente, por recalentamiento. Además, se observó corrosión galvánica en el interruptor, lo cual limita la vida útil de los contactos y es un punto importante a estudiar para mejorar el rendimiento del equipo. El prototipo construido logró su cometido en la atenuación de vibraciones forzadas por desbalance, logrando disminuir las amplitudes en un 33,2 % durante las pruebas realizadas en el laboratorio. Para maximizar el rendimiento del equipo, se recomienda seleccionar un actuador y diseñar un interruptor, ambos más eficientes, que soporten las cargas de trabajo requeridas.

Con base en los resultados experimentales, se puede aseverar que se cumplió con el objetivo propuesto: demostrar que las vibraciones forzadas de una máquina, producidas por fuerzas armónicas (desbalance dinámico), pueden ser atenuadas utilizando un sistema de control activo simple, sin el uso de una estrategia de control implementada mediante electrónica dedicada para tal objetivo.

El hecho de haber obtenido resultados exitosos utilizando este tipo de dispositivo, abre grandes posibilidades de aplicaciones de actuadores electromagnéticos de tipo solenoide en diversos ámbitos de la ingeniería. Esto dependería, en parte, de lo sencillo o complejo que sea el diseño de los sensores y demás elementos del equipo, así como de la tecnología de control utilizada (mecánica, electrónica, digital, entre otras), pudiendo atenuar, además de vibraciones, movimientos de otro tipo, como movimientos no oscilatorios, bruscos y aleatorios.

AGRADECIMIENTOS

El primer autor manifiesta su agradecimiento al taller de luthería de Nicolás Volpe y al Laboratorio de Dinámica de Máquinas de la Universidad Simón Bolívar, gracias a los cuales fue posible la construcción y prueba del prototipo diseñado.

REFERENCIAS

CORROSION DOCTORS (2016). Galvanic Series. Disponible: <http://www.corrosion-doctors.org/Definitions/galvanic-series.htm> [Consulta 9 de abril de 2016]

IGARASI, S., SHIBUKAWA, K., SEKITO, H. (1993). Study on a Magnetic Dynamic Vibration Absorber with Adjustable Natural Frequency. *Bulletin of the Faculty of Engineering Hokkaido University*, 165, 41-52.

KOMATSUZAKI, T., IWATA, Y. (2014). Design of a Real-Time Adaptively Tuned Dynamic Vibration Absorber with a Variable Stiffness Property Using Magnetorheological Elastomer. *Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration*, 2015(676508), 1-11.

LISHEVSKI, S. (1999). *Electromechanical Systems, Electric Machines and Applied Mechatronics*. Florida: Editorial CRC Press.

LIU, J., LIU, K. (2006). A Tunable Electromagnetic Vibration Absorber: Characterization and Application. *Journal of Sound and Vibration*, 295, 708-724.

RASTELLI, V., MONTBRÚN, N., BOSSIO, B. (2009). Amortiguación dinámica como atenuación de vibraciones generadas por máquinas empleadas en la industria alimenticia. *Revista de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela*, 24(4), 7-16.

RIVAZ, H., ROHLING, R. (2007). An Active Dynamic Vibration Absorber for a Hand-Held Vibro-Elastography Probe. *Journal of Vibration and Acoustics*, 129, 101-112.

ROBERGE, P. (2000). *Handbook of Corrosion Engineering*. New Jersey: Editorial McGraw-Hill.

RUEL, C. (2003). *Automatización de un amortiguador dinámico*. Tesis de Pregrado no publicada, Universidad Simón Bolívar, Sartenejas Venezuela.

