

## Diseño de un absorbente pendular para una estructura tipo edificio

FLORES-SANCHEZ, Diego Armando†, ABUNDIS-FONG, Hugo Francisco & ZAMORA-CAMPOS, Luis Alberto.

*Universidad Politécnica de Pachuca  
Instituto Tecnológico de La Laguna*

Recibido 3 de Septiembre, 2017; Aceptado 8 de Diciembre, 2017

### Resumen

El objetivo de este trabajo es el control de las oscilaciones en una estructura tipo edificio en condiciones de resonancia, donde el daño al sistema es significativo. El control de las oscilaciones en la estructura se realiza con un absorbente pasivo/activo tipo pendular, cuya dinámica del sistema se analiza para dos configuraciones diferentes, péndulo con rotación en el plano vertical y péndulo con rotación en el plano horizontal, para una estructura tipo edificio discretizada en un grado de libertad. Como primer paso se obtiene la frecuencia natural, modelando la estructura como un sistema masa resorte, posteriormente se obtiene el modelo de la estructura con el absorbente de vibraciones para las dos configuraciones. Con los datos obtenidos se calcula la longitud del péndulo para que atenúe las oscilaciones del sistema primario. Finalmente, se comparan las respuestas dinámicas de la estructura bajo las dos configuraciones implementadas del absorbente.

**Absorción pasiva/activa de vibraciones, Absorbente pendular, Resonancia primaria.**

### Abstract

The objective of this work is the control of the oscillations in a building-like structure under resonance conditions, where the damage to the system is probable. The control of the oscillations in the primary system is performed with a pendulum absorber. The dynamic of the system is analyzed under two different configurations, pendulum with rotation in vertical plane and pendulum with rotation in horizontal plane, for a building-like structure with one floor. As a first step the natural frequency is obtained by modeling the structure as a spring mass system, then the model of the structure is obtained with the vibration absorber in both configurations. With the data obtained the length of the pendulum is calculated to dissipate the energy supplied to the primary system. Finally, the dynamic responses of the structure are compared for the two configurations of the absorber.

**Passive/active Vibration absorption, Pendulum absorber, Primary resonance.**

**Citación:** FLORES-SANCHEZ, Diego Armando†, ABUNDIS-FONG, Hugo Francisco & ZAMORA-CAMPOS, Luis Alberto. Diseño de un absorbente pendular para una estructura tipo edificio. Revista del Diseño Innovativo. 2017 1-1: 10-20

\*Correspondencia al Autor Correo Electrónico: diego@micorreo.upp.edu.mx

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

El control de vibraciones ha sido importante durante varias décadas y se han presentado muchos dispositivos capaces de atenuar las oscilaciones en estructuras (Guo & Chen, 2007). Mediante la adición de un sistema vibratorio extra al sistema primario con rigidez y amortiguación adecuadas, la respuesta de la estructura principal podría disminuir significativamente durante la excitación externa, como sismos o cargas debidas al viento (Roffel y Narasimhan, 2014).

Una forma común de abordar el problema de control de vibraciones se lleva a cabo mediante técnicas pasivas (lineales o no lineales) aprovechando las propiedades físicas del propio sistema, donde el enfoque de la ingeniería para evitar los efectos indeseables producidos por las vibraciones es modificar, principalmente, las propiedades de masa, rigidez y amortiguamiento con respecto a la configuración inicial de la estructura.

Dentro del enfoque de control pasivo lineal, uno de los dispositivos ampliamente utilizados es el amortiguador de masa sintonizada (TMD, por sus siglas en inglés) (Sakr, 2015), “que es ampliamente utilizado por sus propiedades tales como eficacia, fiabilidad y bajo costo, con aplicaciones tales como maquinaria y estructuras civiles” (Sakr, 2015). El TMD fue estudiado a principios del siglo pasado desde que su conceptualización fue aplicada por primera vez por Frahm (Rao, 2011) (Habib y Kerschen, 2016) en 1909 para reducir el movimiento de balanceo de los buques, así como las vibraciones del casco de la nave.

Después de un mayor desarrollo en su comportamiento dinámico, el TMD se utilizó para controlar la respuesta estructural en diferentes campos, además, en (1928) Ormondroyd y Den Hartog (Ormondroyd, J. y Den Hartog, J.P, 1947) encontraron que un TMD con elemento amortiguador puede suprimir la amplitud del sistema primario en un rango de frecuencia más amplio, seguido por una discusión detallada de la optimización que ajusta los parámetros de amortiguamiento.

Los TMD se introdujeron en aplicaciones prácticas de ingeniería civil en los años setenta. Los primeros grandes edificios con un TMD en los Estados Unidos de América fueron la John Hancock Tower en Boston, MA, completada en 1975 y el Citicorp Center en Nueva York, completado en 1976 (Ricciardelli, Occhiuzzi, y Clemente, 2000). En ambos casos los dispositivos estaban dirigidos a mitigar la respuesta inducida por la acción del viento. Entre las estructuras más recientes que utilizan un TMD para el control de vibraciones se encuentra el Shanghai World Finance Center en Shanghai, (2008). El TMD de 660 toneladas instalado en la parte superior de la Torre Taipei 101 en Taiwán (2004) se considera como el TMD más grande y más conocido (Connor y Nepf, 2012).

Los TMDs se utilizan en los edificios no sólo para controlar la respuesta dinámica en cargas laterales, sino también para mitigar el comportamiento de torsión de los edificios con acoplamiento torsional significativo (Jangid, 1997). En la teoría clásica del TMD la estructura primaria es modelada como una estructura masa resorte, sin embargo, otros modelos también son de mucho interés en la investigación y en las aplicaciones de ingeniería (Anh, Matsuhisa, Viet, y Yasuda, 2007).

Por otro lado, el estudio del control pasivo de vibraciones utilizando dispositivos no lineales es un tema interesante debido a los fenómenos que pueden ocurrir y que no suceden en su contraparte lineal (Kerschen et al, 2006). Existe una clase especial de absorbentes de vibraciones no lineales llamados absorbentes autoparamétricos los cuales se caracterizan por un acoplamiento interno no lineal que involucra la interacción dinámica de al menos dos modos de vibración.

Esta condición resulta en la transferencia de energía de un modo a otro. Desde el trabajo pionero realizado en este tipo de dispositivos (Haxton y Barr, 1972) varios investigadores han estudiado las características dinámicas presentes cuando éstos se sintonizan a un sistema primario. Desde el punto de vista de control pasivo, los absorbentes autoparamétricos han sido diseñados para mitigar vibraciones resonantes. Cartmell Y Roberts (Cartmell y Roberts, 1988) ilustran las respuestas altamente complejas que se pueden presentar en dos vigas en voladizo acopladas entre ellas cuando existen dos resonancias internas muy próximas entre sí.

La respuesta dinámica de un sistema formado por una viga con masa en el extremo y péndulo acoplado sometido a excitación armónica fue investigada por Cuvalci y Ertas (Cuvalci y Ertas, 1996) trabajo en el que se desarrollan las ecuaciones de movimiento no lineales para investigar la interacción autoparamétrica entre los modos dominantes del sistema. Recientemente, se han estudiado las características no lineales generales de un sistema autoparamétrico, en las que dependiendo la aplicación de dicho sistema el comportamiento dinámico complejo puede ser tratado o evitado (Yan, 2017).

Un absorbente pendular pasivo/activo es considerado en este trabajo para dos configuraciones diferentes, rotación en el plano vertical y rotación en el plano horizontal.

El propósito de este análisis es estudiar y comparar la respuesta dinámica de una estructura tipo edificio con un sólo piso para las configuraciones antes mencionadas. Se muestra que con una selección cuidadosa de parámetros se puede lograr una gran disminución de la amplitud de oscilación de la estructura. Por último, se mencionan las conclusiones acerca de las ventajas y desventajas de ambos esquemas de absorción de vibración.

### Desarrollo

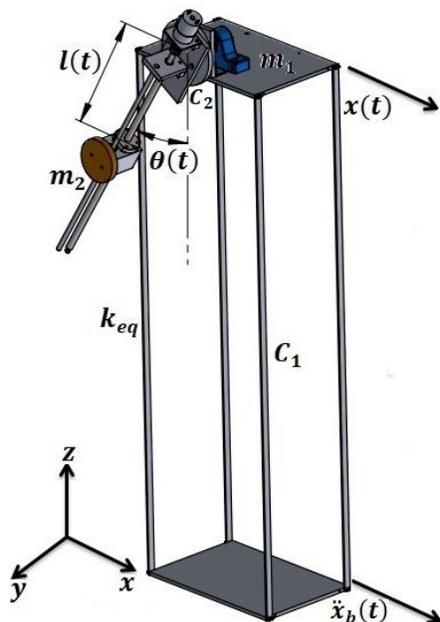
El sistema primario simula una estructura tipo edificio de un piso con masa  $m_1$ , soportada por cuatro columnas flexibles con rigidez equivalente  $k_{eq} = 4 * 12EI/L^3$  (Bottega, 2006). Sobre el sistema primario se coloca un absorbente de vibraciones tipo pendular con masa  $m_2$  y longitud  $l$ , para dos configuraciones diferentes.

En la primera configuración el absorbente de vibraciones, también llamado sistema secundario, se acopla de tal manera que su dinámica suceda en un plano vertical, lo cual tiene como consecuencia que los efectos gravitatorios asociados a la masa del péndulo  $m_2$  deban ser considerados (figura 1). Esta configuración del absorbente pendular es bien conocida en la literatura de dinámica estructural ya que su comportamiento emula al de un absorbente clásico de vibraciones tipo amortiguador de masa sintonizado (TMD, por sus siglas en inglés). (Korenev, 1993)

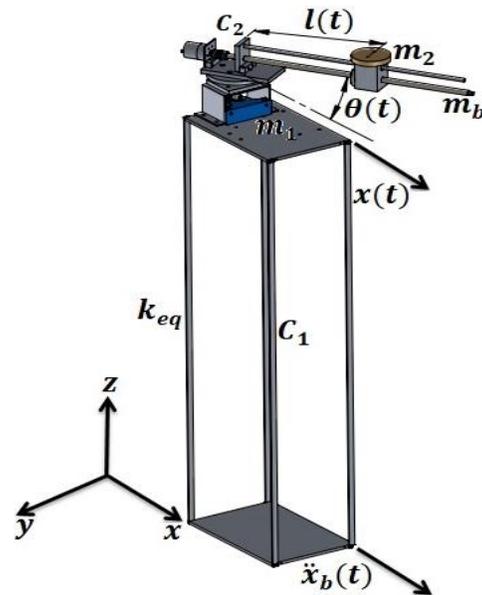
La segunda configuración consiste en restringir la dinámica del sistema secundario en un plano horizontal (i.e., los efectos gravitatorios son despreciados).

Es importante mencionar que esta configuración equivale a tener un absorbente de vibraciones no lineal de tipo autoparamétrico, bajo la cual, se pueden llegar a producir una serie de fenómenos complejos que no acontecen en su contraparte lineal (figura 2).

En ambas configuraciones, la excitación proporcionada al sistema primario se considera en la base de la estructura y es de tipo armónica, de la forma  $F(t) = F_0 \text{sen}(\Omega t)$ , donde la frecuencia de excitación  $\Omega$  es igual al valor de la primera frecuencia natural del sistema primario en modo a flexión, esta es  $\Omega \approx (k_{eq}/(m_1 + m_2))^{0.5}$ , por lo tanto ambos esquemas de absorción pasiva se desarrollan para atenuar las vibraciones resonantes de la estructura tipo edificio.



**Figura 1.** Estructura con péndulo vertical  
Fuente: Diseño realizado en SolidWorks.



**Figura 2.** Estructura con péndulo horizontal  
Fuente: Diseño realizado en SolidWorks.

### Primera configuración

Las ecuaciones que rigen la dinámica del sistema discretizado en dos grados de libertad formado por la estructura tipo edificio y el absorbente pendular pasivo se obtiene usando el formulismo de Euler-Lagrange.

Si se considera que la dinámica del sistema secundario acontece en un plano vertical (ver Figura 1), la energía cinética y potencial del sistema están dadas por (1) y (2) respectivamente.

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_b \dot{x}^2 + m_b \dot{x} l_b \dot{\theta} \cos\theta + \frac{1}{2} m_b l_b^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_2 l^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{l}^2 + m_2 \dot{x} l \text{sen}\theta + m_2 \dot{x} l \theta \cos\theta \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{2} k x^2 + m_b g l_b + m g l - m_b g l_b \cos\theta - m g l \cos\theta \quad (2)$$

Las ecuaciones rectoras de la dinámica del sistema se obtienen calculando el *Lagrangiano*  $L = T - V$ , y desarrollando las ecuaciones de *Euler-Lagrange*, se consideran oscilaciones pequeñas, esto es,  $\sin\theta \approx \theta$  y  $\cos\theta \approx 1$ , amortiguamiento viscoso en cada grado de libertad ( $c_1$  y  $c_2$ ) y una fuerza externa debido al movimiento de la base, dando como resultado

$$(m_1 + m_b + m_2)\ddot{x} + (m_b l_b + m_2 l)\ddot{\theta} + c_1 \dot{x} + kx = F_0 \quad (3)$$

$$(m_b l_b + m_2 l)\ddot{x} + (J + m_2 l^2 + m_b l_b^2)\ddot{\theta} + c_2 \dot{\theta} + (m_b g l_b + m_2 g l)\theta = 0 \quad (4)$$

Donde  $x$  y  $\theta$  denotan el movimiento longitudinal del piso del sistema primario y el desplazamiento angular del absorbente pasivo implementado, respectivamente.

### Segunda configuración

Cuando el sistema secundario se implementa para que trabaje como absorbente autoparamétrico las ecuaciones que rigen la dinámica del sistema son

$$(m_1 + m_b + m_2)\ddot{x} - (ml + 0.5m_b l_b)\ddot{\theta}\sin\theta + c_1 \dot{x} - (ml + 0.5m_b l_b)\dot{\theta}^2 \cos\theta + kx = F(t) \quad (5)$$

$$\left(\frac{7}{12}m_b l_b^2 + ml^2\right)\ddot{\theta} - (ml + 0.5m_b l_b)\ddot{x}\sin\theta + c_2 \dot{\theta} + k_t \theta = u(t) \quad (6)$$

Es importante notar el acoplamiento altamente no lineal presente en las ecuaciones anteriores.

En esencia, el absorbente pendular con dinámica en plano horizontal, está inercialmente acoplado al piso del sistema primario de tal manera que una sintonización apropiada permita una condición autoparamétrica (operación no lineal de dos modos de vibración) donde la respuesta ante una excitación armónica resonante puede ser atenuada, además el sistema es subactuado y la salida a controlar  $x$  no es controlable con la entrada  $u$  exactamente en los puntos de equilibrio de interés, sin embargo, la posición de la masa  $m$  si es controlable desde  $u$  y por lo tanto se propone en esquema de control prealimentado y realimentado para controlar indirectamente la respuesta en estado estable del sistema primario.

### Control pasivo de vibraciones

El control de vibraciones en sistema mecánicos trata sobre la cancelación o atenuación de las oscilaciones presentes en el sistema. De la teoría de dinámica estructural se sabe que una de las maneras de lograr dicho objetivo es por medio del control pasivo (Korenev, 1993) de vibraciones, en el cual se modifica la estructura física del sistema empleando técnicas de amortiguamiento pasivo, es decir, agregando masa, rigidez o amortiguamiento. Este método es efectivo para frecuencias específicas y condiciones de operación estable, teniendo como desventaja que no es robusto ante frecuencias variables e incertidumbre en los parámetros, además, el rediseño del sistema puede implicar costos más elevados.

A continuación, se presentan las condiciones de sintonización de ambos esquemas de absorción de vibraciones en modalidad pasiva para después llevar a cabo las simulaciones pertinentes y realizar la comparación del desempeño dinámico entre ambas configuraciones del absorbente pendular acoplado a la estructura tipo edificio.

**Absorbente Pendular (Configuración Tmd)**

$m_1$	Masa del piso	2.5 kg
$m_b$	Masa de la barra del péndulo	0.01 kg
$m_2$	Masa del péndulo	0.5 kg
$k_{eq}$	Rigidez equivalente de las columnas	113.8133 N/m
$l$	Longitud del péndulo	0.2586 m
$l_b$	Longitud del centro de gravedad de la barra del péndulo al eje de rotación	0.25 m
$g$	Aceleración debido a la gravedad	9.81 m/s <sup>2</sup>
$E$	Módulo de elasticidad del aluminio	70 GPa
$I$	Segundo momento de inercia	3.3873x10 <sup>-11</sup> m <sup>4</sup>
$b$	Base de la solera	0.0127 m
$h$	Altura de la solera	0.003175 m
$L$	Longitud de las columnas	1 m
$c_1$	Amortiguamiento sistema primario	1.5 Ns/m
$c_2$	Amortiguamiento sistema secundario	0.045 Nms/rad
$\Omega$	Frecuencia circular forzada	6.1594 rad/s
$F_0$	Fuerza de excitación	1.5 N

**Tabla 1:** Parámetros de la estructura y absorbente péndular en configuración TMD y autoparamétrico.

Fuente: Parámetros mecánicos obtenidos en SolidWorks.

El diseño del absorbente pendular configurado como un absorbente clásico de vibraciones (TMD) implementado sobre el sistema primario para atenuar su primer modo a flexión, se puede realizar de la siguiente forma:

- Se calcula los parámetros principales del sistema secundario, es decir, masa ( $m_2$ ) y longitud ( $l$ ) de tal forma que su frecuencia natural desacoplada coincida con la frecuencia natural del sistema primario, i.e.,

$$\omega_{abs} = \sqrt{g/l} \cong \omega_n \quad (7)$$

- Debido a que en el presente trabajo el sistema secundario es un péndulo, su masa ( $m_2$ ) no influye en el cálculo de su frecuencia natural, sin embargo, ésta no deja de ser un parámetro de diseño debido a que debe de tener en valor congruente en comparación con la masa del sistema primario ( $m_1$ ).
- Se selecciona un valor apropiado de amortiguamiento viscoso ( $c_2$ ) con el fin de garantizar estabilidad asintótica y cierta robustez ante pequeños cambios en la frecuencia de excitación ( $\Omega$ )

**Absorbente pendular (configuración autoparamétrico)**

Para garantizar la interacción autoparamétrica (absorción de vibración) entre el sistema primario y el sistema secundario, se deben de satisfacer las siguientes relaciones de frecuencia, las cuales son conocidas como condiciones de sintonización externa e interna, respectivamente.

$$\Omega = \omega_n \quad (8)$$

$$\omega_n = 2\omega_{abs} \quad (9)$$

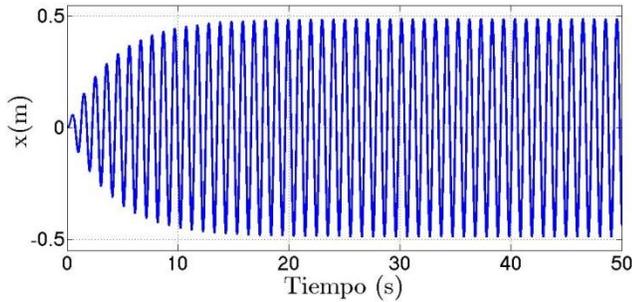
Donde  $\Omega$  es la frecuencia de excitación en el movimiento de la base,  $\omega_n$  es la frecuencia natural del sistema primario y  $\omega_{abs}$  es la frecuencia natural del absorbente pendular.

**Resultados en simulación**

Los parámetros considerados del sistema completo se muestran en la tabla 1.

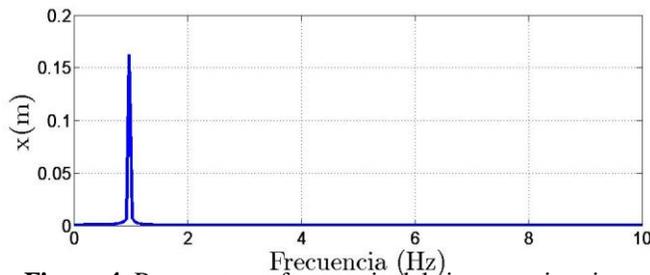
Tomando los valores de la tabla 1 y considerando una excitación sinusoidal en la base de la estructura de frecuencia  $\Omega$ , y condiciones iniciales  $x(0) = 0$  m y  $\dot{x} = 0$  m/s, se obtiene la figura 3, en la cual se aprecia la respuesta en el dominio del tiempo del sistema primario sin absorbente, obteniendo un valor máximo de 0.5m.

En la plataforma física la amplitud estará restringida por las propiedades físicas de los componentes.



**Figura 3.** Sistema primario sin absorbente  
Fuente: Simulación realizada en Matlab.

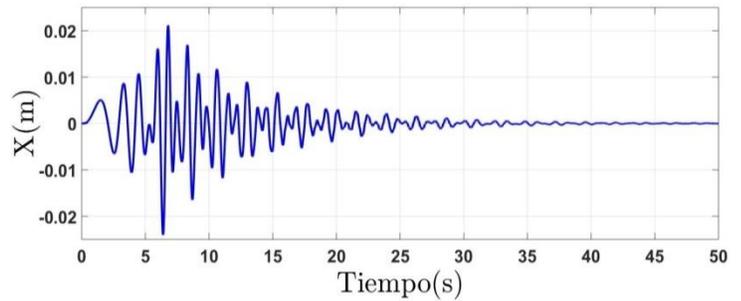
La figura 4 muestra la respuesta en el dominio de la frecuencia del sistema primario sin absorbente, ante una excitación sinusoidal en la base del sistema.



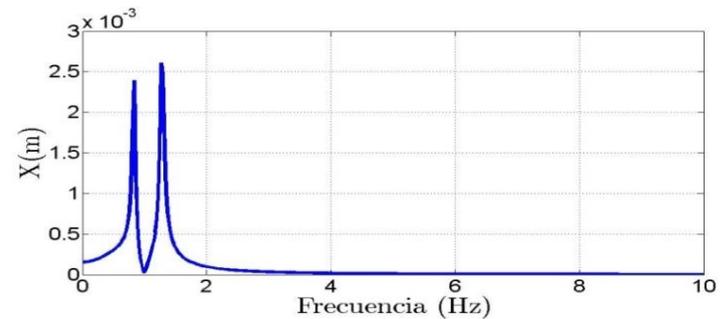
**Figura 4.** Respuesta en frecuencia del sistema primario sin absorbente  
Fuente: Simulación realizada en Matlab.

Para simular un excitación sísmica el sistema es sometido a un barrido sinusoidal de 0 a 5 hz y condiciones iniciales  $x(0) = 0 m$ ,  $\dot{x} = 0 m/s$ ,  $\theta = 0 rad$  y  $\dot{\theta}(0) = -0.037669 rad/s$ , que es la sincronización de fase para la sintonización exacta del péndulo, en la figura 5 se observa como la amplitud de oscilación de la masa del edificio es mucho menor que la mostrada en la figura 3, esto debido a la acción del absorbente pendular en la estructura.

En la figura 6 se muestra la respuesta en frecuencia de la estructura con absorbente pendular, se puede observar como la amplitud de oscilación de la masa de la estructura decrece en 1 Hz, frecuencia a la cual el TMD fue sintonizado.



**Figura 5.** Sistema primario con absorbente en plano horizontal  
Fuente: Simulación realizada en Matlab.



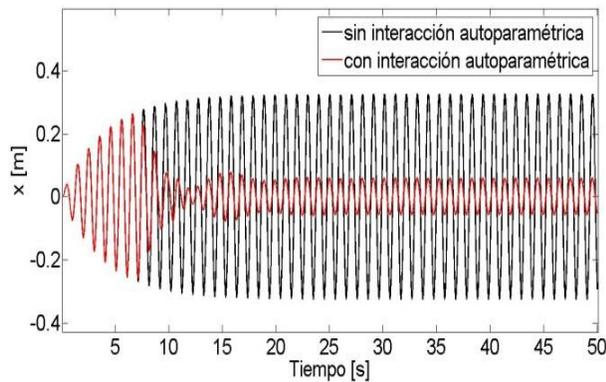
**Figura 1.** Respuesta en frecuencia del sistema primario con absorbente en plano horizontal  
Fuente: Simulación realizada en Matlab.

En la Figura 7 se muestra la respuesta dinámica del sistema primario sin y con interacción autoparamétrica. Es evidente que el absorbente autoparamétrico disipa en gran medida la energía suministrada externamente al sistema primario bajo la condición resonante. Si bien es cierto que bajo este esquema de absorción existe la interacción dinámica entre dos modos de vibración, su función de respuesta frecuencial no se ve alterada debido al tipo de acoplamiento no lineal que se presenta en la dinámica del mismo, es decir, el espectro de la señal obtenida mediante la FFT es exactamente igual a la presentada en la Figura 4.

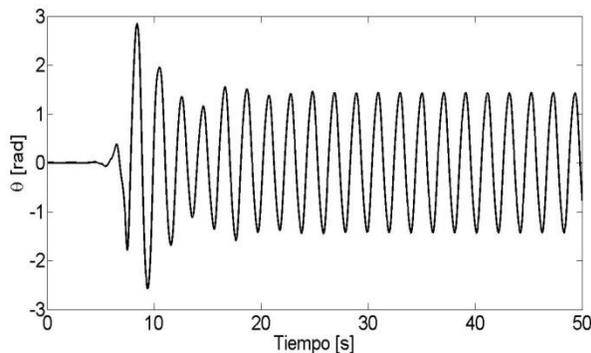
La respuesta dinámica del absorbente pendular en configuración autoparamétrica se muestra en la Fig. 8 la cual muestra amplitudes en estado estable ligeramente mayores a 1 rad.

**Control activo de vibraciones (caso autoparamétrico)**

En caso de que la frecuencia de excitación  $\Omega$  en el movimiento de la base  $z(t)$  sea desconocida o variante en el tiempo, el absorbente autoparamétrico tipo pendular ya no será capaz de atenuar la respuesta del sistema primario. Sin embargo, cuando la frecuencia de excitación cambia de tal forma que  $\Omega \neq \omega_n$ ,



**Figura 7.** Sistema primario sin y con absorbente autoparamétrico  
Fuente: Simulación realizada en Matlab.



**Figura 8.** Respuesta temporal del sistema secundario con interacción autoparamétrica.  
Fuente: Simulación realizada en Matlab.

Todavía sería posible satisfacer la condición interna de sintonización  $\omega_n = 2\omega_{abs}$  para lograr la absorción de vibraciones en la estructura tipo edificio. Esto se puede lograr implementando una adecuada ley de control sobre un servomecanismo para modificar a conveniencia la longitud efectiva del péndulo y de esta forma cambiar el valor de su frecuencia natural.

El objetivo del control activo de vibraciones sobre la estructura tipo edificio utilizando un absorbente autoparamétrico tipo pendular se puede plantear de forma general de la siguiente manera:

- Dada una frecuencia de excitación  $\Omega$ , se calcula la longitud óptima del péndulo  $l^*(\Omega)$ , la cual minimiza la amplitud en estado estable de la estructura tipo edificio ( $a$ ), es decir,

$$\min_{l_{min} \leq l \leq l_{max}} |a(\Omega, l)| \tag{10}$$

Donde  $a(\Omega, l)$  denota la amplitud en estado estable parametrizada en términos de  $\Omega$  y  $l$  para un intervalo cerrado  $[l_{min}, l_{max}]$  asociado a las limitaciones físicas del servomecanismo diseñado. Esta solución se calcula numéricamente.

- Con el conocimiento de la longitud óptima del péndulo  $l^*(\Omega)$  se sintetiza una adecuada ley de control prealimentada en la frecuencia y retroalimentada en los estados del sistema, con la cual la ecuación (9) se satisface.

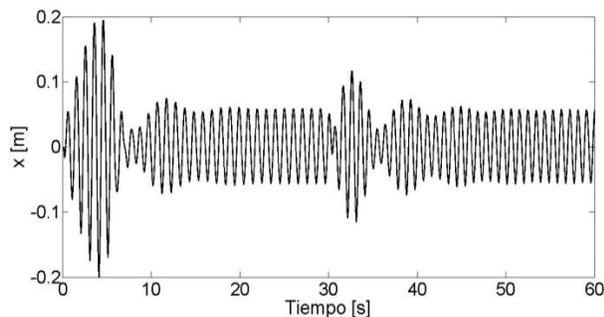
$$u(t) = f(\ddot{x}, \theta, \dot{\theta}) + k_p e + k_d \dot{e} + \int_0^t e(\tau) d\tau \tag{11}$$

Una vez que la ley de control (11) se implementa, la dinámica del sistema completo converge al caso de absorción pasiva de vibraciones y, por lo tanto, el esfuerzo de control es pequeño comparado con un enfoque de control activo completo.

### Resultados en simulación

Con el objetivo de mostrar el desempeño dinámico del absorbente autoparamétrico pasivo/activo tipo pendular cuando la frecuencia de excitación cambia de valor, usamos los parámetros de la tabla 1. Los valores de las condiciones iniciales correspondientes son  $x(0) = 0 \text{ m}$ ,  $\dot{x} = 0 \text{ m/s}$ ,  $\theta = 0.087 \text{ rad}$  y  $\dot{\theta}(0) = 0 \text{ rad/s}$ . Es importante mencionar que para que el absorbedor autoparamétrico se sintonice, es necesario perturbarlo en al menos en una de sus condiciones iniciales.

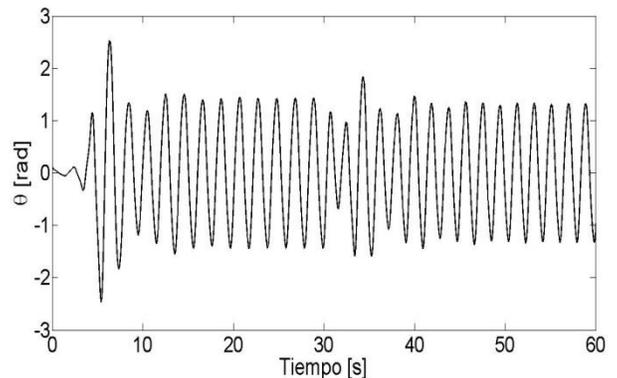
En la Fig. 9 se muestra el comportamiento dinámico de la estructura tipo edificio con la ley de control descrita en (11). Antes de los 30s el sistema trabaja en forma pasiva (i.e.,  $u=0$ ) con frecuencia de excitación  $\Omega = \omega_n$  y  $\omega_{abs} = 0.5\omega_n$ . En  $t=30s$  la frecuencia de excitación se incrementa a  $\Omega = 6.3594 \text{ rad/s}$  ( $\varepsilon\rho_1 = 0.2 \text{ rad/s}$ ). Se puede observar que después de un periodo transitorio cercano a 15s el sistema primario mantiene amplitudes pequeñas en estado estable.



**Figura 9.** Respuesta temporal del sistema primario con interacción autoparamétrica y control activo.

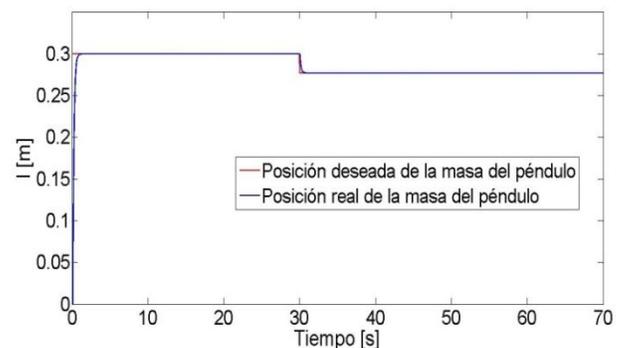
*Fuente: Simulación realizada en Matlab.*

La respuesta dinámica del absorbente pasivo/activo tipo autoparamétrico se muestra en la Figura 9. Es evidente que el absorbente no lineal se mantiene sintonizado aún ante el cambio en la frecuencia de excitación. La Figura 10 muestra el comportamiento temporal del absorbedor activo. La Figura 11 muestra la posición que sigue la masa del péndulo con la ley de control representada en (11), donde se muestra que el error es muy pequeño.



**Figura 10.** Respuesta temporal del sistema secundario con interacción autoparamétrica y control activo.

*Fuente: Simulación realizada en Matlab.*



**Figura 11.** Posición de la masa del sistema secundario con el enfoque activo de vibraciones

*Fuente: Simulación realizada en Matlab.*

## Conclusiones

En este artículo hemos desarrollado una comparación teórica-numérica relacionada con el control pasivo/activo de vibraciones en una estructura tipo edificio de un piso usando un absorbente pendular implementado en dos configuraciones diferentes.

En términos generales, se puede concluir que el absorbente pendular tipo autoparamétrico es particularmente eficaz en sistemas sometidos a frecuencias de excitación de banda ancha cuando es necesario reducir las condiciones específicas de resonancia. De hecho, el absorbente autoparamétrico sólo funciona en su frecuencia de sintonización y no da lugar a grandes amplitudes o condiciones de resonancia a diferentes frecuencias, en contraste con el absorbente pendular configurado como TMD, el cual está adecuadamente sintonizado en su frecuencia de diseño (antiresonancia) pero proporciona otras resonancias a otras frecuencias, no obstante, tiene la ventaja de que el tiempo de sintonización es menor comparado con el caso autoparamétrico.

El trabajo a futuro se centrará en validar los resultados sobre una plataforma experimental completamente diseñada y construida para este propósito, además, de generalizar la sintonización de un absorbente de vibraciones para una estructura tipo edificio de  $n$  grados de libertad usando análisis modal.

## Referencias

Anh, N. D., Matsuhisa, H., Viet, L. D., & Yasuda, M. (2007). Vibration control of an inverted pendulum type structure by passive mass-spring-pendulum dynamic vibration absorber. *Journal of Sound and Vibration*, 307(1–2), 187–201. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.06.060>

Bottega, W. J. (2006). *Engineering Vibrations* (1st ed.). New York and London: CRC Press.

Cartmell, M. P., y Roberts, J. W. (1988). Simultaneous combination resonances in an autoparametrically resonant system. *Journal of Sound and Vibration*, 123(1), 81–101. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(88\)80080-4](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(88)80080-4)

Connor, J. J., y Nepf, V. M. (2012). Effects of a Tuned Mass Damper on Wind-Induced Motions in Tall Buildings. Massachusetts Institute of Technology: Tesis de maestría.

Cuvalci, O., y Ertas, A. (1996). Pendulum as Vibration Absorber for Flexible Structures: Experiments and Theory. *Journal of Vibration and Acoustics*, 118(4), 558–566. <https://doi.org/10.1115/1.2888335>

Guo, Y. Q., y Chen, W. Q. (2007). Dynamic analysis of space structures with multiple tuned mass dampers. *Engineering Structures*, 29(12), 3390–3403. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2007.09.004>

Habib, G., y Kerschen, G. (2016). A principle of similarity for nonlinear vibration absorbers. *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 332(June), 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.physd.2016.06.001>

Haxton, R. S., y Barr, A. D. S. (1972). The Autoparametric Vibration Absorber. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 94(1), 119–125. <https://doi.org/10.1115/1.3428100>

Jangid, R. S. (1997). Performance of multiple tuned mass dampers for torsionally coupled system. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 26(August 1996), 307–317.

Kerschen, G., Worden, K., Vakakis, A.F. & Golinval, J.C. (2006) Past, present and future of nonlinear system identification in structural dynamics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(3), 505–592.

Korenev, B.G., Reznikov, L.M. (1993). *Dynamic Vibration Absorber: Theory and Technical Applications*, John Wiley & Sons.,

Ormondroyd y Den Hartog (1947). The theory of the dynamic vibration absorber. *Transactions of ASME*, Vol. 50, 1928, p. APM-241.

Rao, S. S. (2011). *Mechanical Vibrations* (5th ed.). Pearson.

Ricciardelli, F., Occhiuzzi, A., y Clemente, P. (2000). Semi-active tuned mass damper control strategy for wind-excited structures. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 88(1), 57–74. [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(00\)00024-6](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(00)00024-6)

Roffel, A. J., y Narasimhan, S. (2014). Extended Kalman filter for modal identification of structures equipped with a pendulum tuned mass damper. *Journal of Sound and Vibration*, 333(23), 6038–6056. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2014.06.030>

Sakr, T. A. (2015). Vibration control of buildings by using partial floor loads as multiple tuned mass dampers. *HBRC Journal*, 13(2), 133–144. <https://doi.org/10.1016/j.hbrcj.2015.04.004>

Yan, Z., Taha, H.E. y Tan, T. (2017). Nonlinear characteristics of an autoparametric vibration system. *Journal of Sound and Vibration*, 390(1), 1-22, 2017.