

RECOLECTOR-ABSORBEDOR DE VIBRACIONES PARA LA RECOLECCIÓN DE ENERGÍA

HARVESTER-ABSORBER OF VIBRATIONS FOR ENERGY HARVESTING

Aaron Gelves^a, Mariano Febbo^a y Carlos A. Bavastrí^b

^a*Instituto de Física del Sur (IFISUR), CONICET, Departamento de Física, Universidad Nacional del Sur (UNS), Avda. Alem 1253, B8000CPB- Bahía Blanca, Argentina, mfebbo@uns.edu.ar, <https://www.uns.edu.ar>*

^b*Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Federal de Paraná (UFPR). Av. Cel. Francisco H. dos Santos, 100, Curitiba, Brasil bavastrí@ufpr.br, <https://www.ufpr.br>*

Palabras clave: Recolector-Absorbedor, Recolección de energía piezoeléctrica, Material Viscoelástico.

Resumen. Un recolector de energía de vibraciones aprovecha el movimiento oscilatorio y lo convierte en energía eléctrica. Por otro lado, un absorbedor (dinámico) de vibraciones disipa la energía mecánica del sistema sobre el cual se adosa (sistema primario). La propuesta de un recolector-absorbedor se basa en el doble propósito de generar energía y, al mismo tiempo, reducir la respuesta vibratoria del sistema primario. Con ello también se logra disminuir el desgaste del recolector-absorbedor ya que, al trabajar en resonancia para maximizar la energía recolectada, sus grandes amplitudes de vibración pueden deteriorar sus propiedades mecánicas. En este trabajo se presenta el modelo de un recolector-absorbedor construido a partir de una placa de material piezoeléctrico compuesto, una lámina de material viscoelástico (C1002-01PSA de EAR) y una lámina de acero, la cual actúa como camada restrictora (*constrained layer*). Se propone un modelo de parámetros concentrados y se comparan sus predicciones con resultados experimentales ante una excitación armónica de frecuencia variable a partir de la variación de sus parámetros.

Keywords: Harvester-Absorber, Piezoelectric Energy Harvesting, Viscoelastic Material.

Abstract: A vibration energy harvester harnesses the oscillatory movement and converts it into electrical energy. On the other hand, a (dynamic) vibration absorber dissipates the mechanical energy of the system on which it is attached (primary system). The proposal for a harvester-absorber is based on the dual purpose of generating energy and at the same time reducing the vibratory response of the primary system. With this, it is also possible to reduce the wear of the harvester-absorber since, by working in resonance to maximize the energy harvested, their large vibration amplitudes of the harvester can deteriorate its mechanical properties. This paper presents a model of a harvester-absorber built from a plate of composite piezoelectric material, a sheet of viscoelastic material (C1002-01PSA of EAR) and a sheet of steel, which acts as a constrained layer. A lumped parameter model is proposed and its predictions are compared with experimental results, based on the variation of its parameters, under a harmonic excitation of variable frequency.

1. INTRODUCCIÓN

La utilización de absorbedores dinámicos para el control pasivo de vibraciones es una de las técnicas más usadas en dinámica vibratoria desde los trabajos pioneros de Den Hartog a principios de la década del 50 (Den Hartog, 1956). Su uso está ampliamente difundido tanto a nivel académico como industrial y su estudio es abordado por numerosos investigadores actualmente (Febbo, 2012). Un absorbedor dinámico de vibraciones es un sistema que consta, por lo general, de una masa, un elemento elástico y otro amortiguador que se coloca sobre una estructura (sistema primario) cuyas vibraciones se quieren “neutralizar”. Puede ser del tipo MK (masa-resorte) o MCK (masa-amortiguador-resorte). El primero es utilizado para controlar vibraciones en banda estrecha y su frecuencia natural es igual a la frecuencia a la cual se excita el sistema primario. El segundo puede realizar un control en banda ancha de frecuencias gracias a la capacidad del sistema de amortiguar la energía vibratoria sobre un amplio espectro. En este segundo caso, la frecuencia natural del absorbedor es ligeramente diferente a la de un modelo de sistema primario de un grado de libertad.

Por otra parte, un recolector de energía de vibraciones es un elemento transductor que convierte las vibraciones en energía eléctrica. Existen diferentes tipos de recolectores según sus características de transducción: electrostáticos (Zhang, 2016), electromagnéticos (Zhu et al., 2012), triboeléctricos (Oliva y Aymonino, 2019), y piezoeléctricos (Chen et al., 2019). Este trabajo centrará su atención en recolectores de energía piezoeléctricos debido a su fácil implementación, gran densidad de potencia y buena durabilidad sin mantenimiento (Iqbal et al., 2021).

Las investigaciones en recolectores de energía piezoeléctricos han recibido enorme interés en los últimos años. Los investigadores se han volcado a proponer diferentes dispositivos variando la geometría, los grados de libertad, la no linealidad física o las solicitaciones mecánicas, por mencionar algunas (Gatti et al., 2018). El material más utilizado como transductor piezoeléctrico es el PZT (basado en plomo, circonio y titanio), encontrándose comercialmente en forma de fibras (MFC), cerámicos (MIDE) o zumbadores (cerámico sobre una base de latón).

La propuesta de un sistema que efectúe simultáneamente las tareas de recolección de energía y absorción de vibraciones es relativamente nueva. Una revisión del estado del arte de recolectores-absorbedores se puede ver en el trabajo de Cai and Zhu (Cai y Zhu, 2022) del año 2022. Allí puede verse que el desarrollo de tales dispositivos de doble función no se extendió a aplicaciones en estructuras civiles y mecánicas hasta 2010. Uno de los trabajos pioneros sobre recolectores-absorbedores lo presenta Ali y Adhikari en 2013 (Ali y Adhikari, 2013). Ellos plantean una optimización de los parámetros de un recolector de energía-absorbedor dinámico de vibraciones utilizando la teoría aproximada del punto fijo para encontrar una expresión de forma cerrada para la relación de frecuencia del recolector-absorbedor. Se muestra que, con una elección adecuada de los parámetros, se puede obtener una banda ancha en la recolección de energía combinada con la reducción de vibraciones en el sistema primario. Brennan y otros en 2014 (Brennan et al., 2014) discuten la posibilidad de que un sistema masa-resorte-amortiguador (la base de un absorbedor dinámico) pueda ser utilizado como recolector de energía y absorbedor dinámico de vibraciones simultáneamente. Ellos demuestran que para el caso de excitación aleatoria de banda ancha dicho sistema puede cumplir las dos funciones (recolectar energía y disminuir las vibraciones en el sistema primario). Sin embargo, para una excitación de frecuencia única esto no es posible de forma simultánea. Un trabajo teórico presentado por Wang en 2019 (Wang, 2019) aborda una variedad de cuestiones teóricas como el límite de rendimiento, el compromiso de diseño y el manejo de restricciones para calcular los parámetros óptimos del

recolector-absorbedor.

En este trabajo se presenta un modelo de recolector-absorbedor a partir de sus parámetros físicos y geométricos. Para la parte del recolector de energía se utilizará un material piezoeléctrico del tipo lámina de PZT 5 H, bimorfo, modelo Q220- H4BR-2513YB (PIEZO.COM) y para la parte del absorbedor de vibraciones se utilizará un material viscoelástico tipo goma (C1002-01PSA) sobre el cual se adosará una placa de acero (la capa o camada de restricción) para maximizar sus capacidades disipativas. Se hará uso de un modelo de parámetros concentrados equivalentes para describir matemáticamente al sistema, cuyos resultados numéricos serán comparados con un prototipo experimental de recolector-absorbedor para su validación.

2. MODELADO DEL RECOLECTOR-ABSORBEDOR

El dispositivo recolector-absorbedor de energía propuesto, que de ahora en más llamaremos DRA, puede verse en la Fig. 1. Este está formado por láminas paralelepípedas rectangulares conformando un material compuesto de tres capas. La primera, desde la parte inferior, es una lámina de PZT 5 H bimorfo, (color gris en la figura). La segunda es una lámina de goma C1002-01PSA (color azul en la figura) y la tercera es una lámina de acero sobre la parte superior, colocada para que la lámina viscoelástica se vea sometida a esfuerzos de corte (color beige). Las tres láminas se encuentran adheridas entre sí con un pegamento tipo epoxi. Las dimensiones físicas y geométricas de las láminas que constituyen el DRA pueden verse en la Tabla 1.

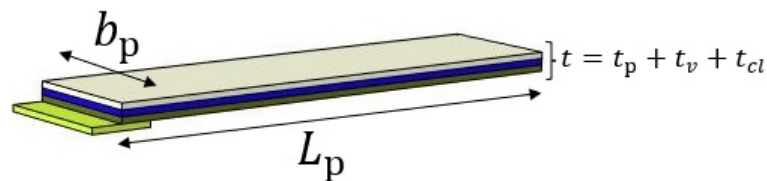


Figura 1: Diagrama esquemático del DRA.

Dimensión [mm]	Piezoeléctrico (p)	Viscoelástico (v)	Capa restrictora (cl)
Largo (L)	$L_p = 63,5$	$L_v = 60,5$	$L_{cl} = 62,7$
Ancho (b)	$b_p = 31,8$	$b_v = 30,5$	$b_{cl} = 32,7$
Espesor (t)	$t_p = 0,51$	$t_v = 0,254$	$t_{cl} = 0,5$

Tabla 1: Parámetros y dimensiones físicas del DRA.

En este primer abordaje del problema, y como se mencionó en la Sección 1, se utilizará un modelo de parámetros concentrados para simplificar la descripción matemática del DRA. Esto consistirá en reemplazar al sistema continuo por un conjunto de parámetros equivalentes que representará en forma aproximada su comportamiento dinámico. La propuesta puede verse en la Fig. 2, en donde se propone para el DRA una masa equivalente m_h , una rigidez equivalente k_h y un amortiguamiento modal equivalente c_h , que ejecutan un desplazamiento $x_h(t)$. Para poder describir su dinámica correctamente, el sistema se verá sometido a una excitación $x_b(t)$ aplicada en su base. La contribución del elemento viscoelástico se modelará a través de una rigidez compleja $\tilde{k}_{LG_h}(\Omega)$ que depende de la frecuencia de excitación Ω y de la temperatura (Bronkhorst et al., 2018). En este trabajo se omitirá la variación de temperatura por simplicidad y se considerará como constante en el modelo

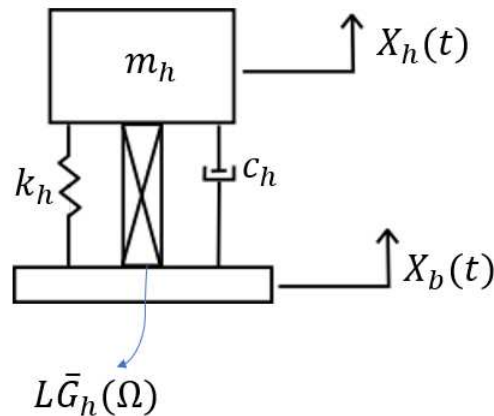


Figura 2: Parámetros equivalentes para el DRA.

El balance de fuerzas sobre la masa equivalente del DRA tiene como resultado la siguiente expresión:

$$m_h \ddot{x}_h + k_h (x_h - x_b) + \tilde{k}_{LG_h}(\Omega) (x_h - x_b) + c_h (\dot{x}_h - \dot{x}_b) - \tilde{\theta} v_p = 0 \quad (1)$$

donde $\tilde{\theta}$ es la constante de acoplamiento electromecánico y v_p es el voltaje del piezoeléctrico. La ley de las corrientes de Kirchoff da como resultado la siguiente ecuación, que corresponde a la sumatoria de las corrientes sobre el nodo superior de la Fig. 3, representando el modelo eléctrico del piezoeléctrico:

$$C_p \dot{v}_p + \frac{v_p}{R_L} + \tilde{\theta} (\dot{x}_h - \dot{x}_b) = 0 \quad (2)$$

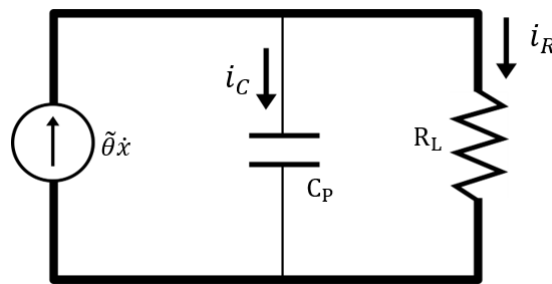


Figura 3: Circuito eléctrico equivalente del piezoeléctrico.

En la Ec. (2), C_p es la capacitancia del piezoeléctrico y R_L es la resistencia externa. Se propone una solución armónica para todas las variables, o sea, $x_h(t) = X_h e^{i\Omega t}$, $x_b(t) = X_b e^{i\Omega t}$, $v_p(t) = V_p e^{i\Omega t}$, con $X_h, X_b, V_p \in \mathbb{C}$ y Ω la frecuencia de excitación. Luego, las Ecs. (1) y (2) toman la forma

$$-m_h \Omega^2 X_h + k_h (X_h - X_b) + i\Omega c_h (X_h - X_b) + L\bar{G}_h (X_h - X_b) - \tilde{\theta} V_p = 0 \quad (3)$$

$$\left(i\Omega C_p + \frac{1}{R_L} \right) V_p + i\Omega \tilde{\theta} (X_h - X_b) = 0 \quad (4)$$

donde se ha escrito a $\tilde{k}_{LG_h}(\Omega) = L\bar{G}_h(\Omega)$, con L un factor geométrico de forma y $\bar{G}_h(\Omega)$ el factor de corte del material conforme a lo propuesto por (Bronkhorst et al., 2018). Utilizando las Ecs. (3) y (4) es posible llegar a las expresiones de V_p y X_h , que resultan ser

$$V_p = -\frac{i\Omega\tilde{\theta}(X_h - X_b)}{i\Omega C_p + \frac{1}{R_L}} \tag{5}$$

$$X_h = \frac{(k_h + i\Omega c_h^* + L\bar{G}_h) X_b}{-m_h\Omega^2 + k_h + i\Omega c_h^* + L\bar{G}_h} \tag{6}$$

en donde se ha llamado $c_h^* = c_h + \frac{\tilde{\theta}^2}{i\Omega C_p + \frac{1}{R_L}}$ que reúne las contribuciones disipativas mecánicas y eléctricas. Al dividir (5) por X_b y reemplazar con la expresión (6) se llega a:

$$\frac{V_p}{X_b} = -\frac{i\Omega\tilde{\theta}m_h\Omega^2}{\left(i\Omega C_p + \frac{1}{R_L}\right) (-m_h\Omega^2 + k_h + i\Omega c_h^* + L\bar{G}_h)} \tag{7}$$

Se escribe a la expresión compleja $L\bar{G}_h$ como $L\bar{G}_h = LG_h(1 + i\eta)$ donde i es la unidad imaginaria. Luego, dado que $x_b(t) = X_b e^{i\Omega t}$, la aceleración $a_b(t)$ resulta ser $a_b(t) = -\Omega^2 X_b e^{i\Omega t} = A_b e^{i\Omega t}$, de donde se sigue que $A_b = -\Omega^2 X_b$. Luego, definiendo a $\Omega_h = \sqrt{(LG_h(\Omega_h) + k_h)/m_h}$, $\omega_0 = \sqrt{\frac{k_h}{m_h}}$ y $r(\Omega) = \frac{LG_h(\Omega)}{LG_h(\Omega_h)}$ y dividiendo a (7) por $m_h\Omega_h^2$ se tiene:

$$\frac{V_p}{A_b} = \frac{i\Omega\tilde{\theta}}{\left(i\Omega C_p + \frac{1}{R_L}\right) \left[-\Omega^2 + \frac{k_h + LG_h(\Omega)}{m_h} + i\frac{\Omega}{m_h} \left(c_h^* + \frac{LG_h(\Omega)\eta(\Omega)}{\Omega}\right)\right]}$$

o bien

$$\frac{V_p}{A_b} = \frac{i\Omega\tilde{\theta}R_L}{\left(i\Omega C_p R_L + 1\right) \left[-\Omega^2 + \omega_0^2 + \frac{r(\Omega)LG_h(\Omega_h)}{m_h} + i\frac{\Omega}{m_h} c_h + i\frac{LG_h(\Omega)\eta(\Omega)}{m_h}\right] + i\frac{\Omega R_L \tilde{\theta}^2}{m_h}}$$

Para simplificar esta expresión se define $c_h = 2\xi_h\Omega_h m_h$ y $\Omega_h^{*2} = \omega_0^2 + \frac{r(\Omega)LG_h(\Omega_h)}{m_h}$. Luego, si calculamos el modulo de la expresión anterior se llega a:

$$\left\| \frac{V_p}{A_b} \right\| = \frac{\Omega\tilde{\theta}R_L}{\sqrt{\left[-\Omega^2 + \Omega_h^{*2} - 2\Omega^2 C_p R_L \xi_h \Omega_h - \Omega C_p R_L \frac{LG_h(\Omega)\eta(\Omega)}{m_h}\right]^2 + \left[2\xi_h \Omega_h \Omega + \Omega R_L (C_p \Omega_h^{*2} - C_p \Omega^2 + \frac{\tilde{\theta}^2}{m_h}) + \frac{LG_h(\Omega)\eta(\Omega)}{m_h}\right]^2}} \tag{8}$$

que es la expresión que será utilizada para comparar con los resultados experimentales y validar la formulación matemática propuesta.

3. METODOLOGÍA

Para validar el modelo propuesto del DRA desarrollado en la Sección 2 se empleará una metodología numérico-experimental, la cual consiste en identificar los parámetros del DRA a partir de experimentos y las ecuaciones deducidas en dicha sección. Para ello, se utilizarán las mediciones de voltaje y aceleración del DRA, el cual se montará sobre una base excitada con una onda senoidal de frecuencia variable.

El problema de identificación se divide en dos partes. La primera consistirá en obtener los parámetros de la viga piezoeléctrica (color gris en la Fig. 1), empleando para ello ensayos

experimentales con la viga piezoeléctrica sola. A este caso se lo caracterizará con $r = 0$. Luego, en un segundo caso, con los parámetros obtenidos del primer caso se resolverá el problema de identificación de los parámetros restantes del recolector-absorbedor. A este caso se lo notará con $r \neq 0$, el cual representa al sistema completo del DRA.

Para todos los casos se definirá una función objetivo a minimizar, consistente en la norma de Frobenius $\| \dots \|_F$ del error cuadrático medio entre los resultados experimentales y numéricos. De esta manera, la función objetivo propuesta tiene la siguiente forma:

$$f_{obj}(\mathbf{x}) : R^n \rightarrow R = \| |FRF_{exp}| - |FRF_{num}| \| \quad (9)$$

donde el vector proyecto \mathbf{x} quedará determinado, según sea el caso ($r = 0, r \neq 0$), con los parámetros a ser identificados y donde la FRF_{num} es la expresión (8).

4. ARMADO EXPERIMENTAL

La implementación experimental del sistema se realizó en el Laboratorio de Cosecha de Energía de la UNS. En la Fig. 4 puede verse el armado experimental. Allí se observa un excitador, que fue alimentado por un generador de funciones Rigol® DG 2041 A y un amplificador de armado propio al cual se le montó el DRA. Sobre la base de éste se montó un acelerómetro PCB Piezotronics® 352C68 para medir la aceleración, y el voltaje del DRA, se obtuvo de los dos cables terminales del mismo. Todas las señales obtenidas fueron registradas con una placa adquisidora National Instruments® NI9230 y los datos fueron procesados posteriormente en computadora utilizando el programa MATLAB®.

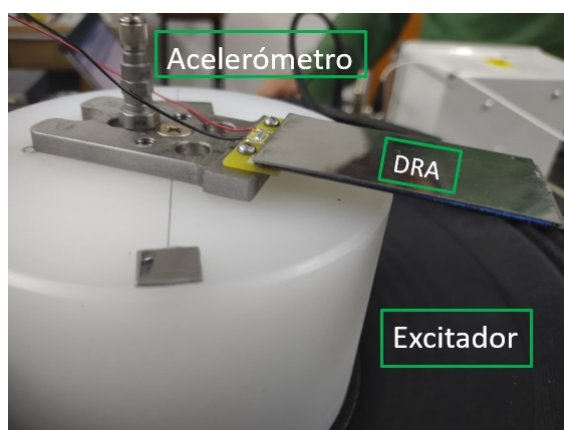


Figura 4: Armado experimental.

5. RESULTADOS

Se procedió a medir la respuesta en frecuencia voltaje/aceleración de la base del DRA para obtener la FRF_{exp} en los dos casos planteados: $r = 0$ y $r \neq 0$.

5.1. Caso $r = 0$

Una vez obtenida la FRF_{exp} y utilizando la expresión (8) con $r = 0$ se procedió a la minimización de la función objetivo

$$f_{obj}(\mathbf{x}) : R^n \rightarrow R = \| |FRF_{exp}| - |FRF_{num}| \| \quad (10)$$

en donde, para este caso, $\mathbf{x} = (\Omega_h, m_h, \tilde{\theta}, \xi_h)$ y k_h se obtiene de $\Omega_h = \sqrt{\frac{k_h}{m_h}}$ teniendo en cuenta que el término $LG_h(\Omega_h)$ en la ecuación $\Omega_h = \sqrt{(LG_h(\Omega_h) + k_h)/m_h}$ se anula, dando lugar a $k_h = \Omega_h^2 m_h$. Los valores obtenidos se muestran en la Tabla 2.

Parámetro	Valor
Ω_h [rad/s]	474, 12
f_h [1/s]	75, 45
m_h [kg]	$9, 2 \times 10^{-3}$
ξ_h	$1, 47 \times 10^{-2}$
$\tilde{\theta}$	$6, 1 \times 10^{-3}$
k_h [N/m]	2461, 3

Tabla 2: Parámetros ajustados para el caso $r = 0$.

Los resultados de la caracterización pueden verse en la Fig. 5, los cuales se ajustan con gran aproximación al modelo propuesto.

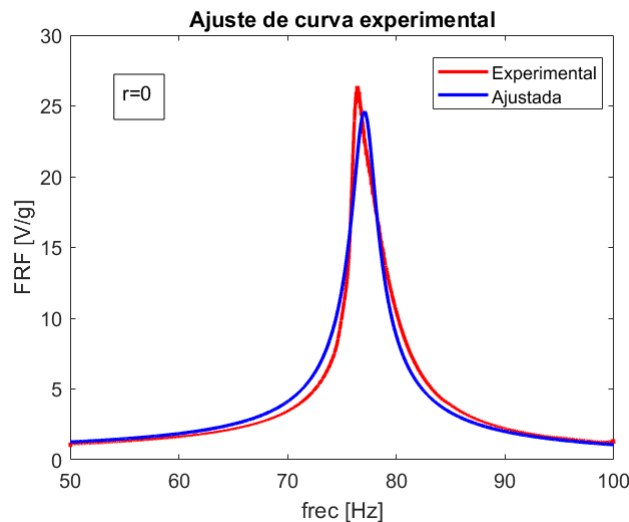


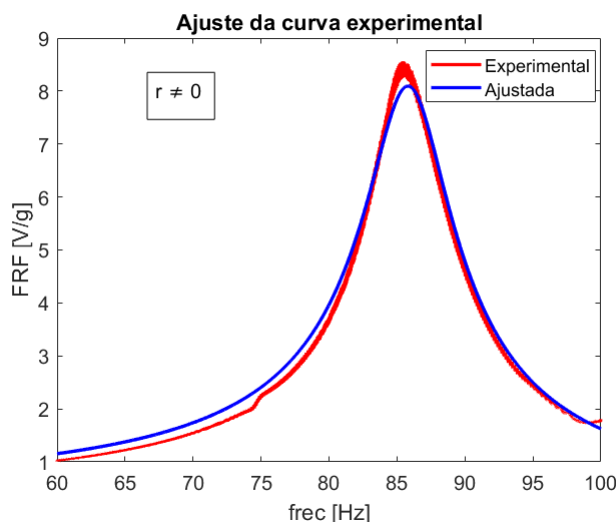
Figura 5: Ajuste de las FRF para el caso $r = 0$

5.2. Caso $r \neq 0$

Una vez encontrados los parámetros de la viga piezoeléctrica se procedió a caracterizar al DRA. En este caso, el vector proyecto de la función objetivo está dado por $\mathbf{x} = (\Omega_h, m_h)$ siendo que los demás parámetros ($\tilde{\theta}, \xi_h, k_h$) permanecen fijos debido a que son propios de la viga piezoeléctrica que no ha sido modificada. Los resultados se presentan en la segunda columna de la Tabla 3 ($f = 1$) y en la Fig. 6.

Como se puede observar de la última figura, el resultado es muy bueno teniendo en cuenta la aproximación realizada. Debido al buen desempeño del modelo, se decidió considerar el efecto de la sustracción de material viscoelástico y la capa de restricción del DRA de manera de quedarnos con una fracción del mismo pero dejando a la viga piezoeléctrica entera (debido a su alto costo de reemplazo). Para ello se analizaron los casos de una goma viscoelástica (y placa de

f	1	0,6281	0,4132
Ω_h [rad/s]	528,71	592,86	615,67
f_h [rad/s]	84,15	94,36	97,99
$LG_h(\Omega_h)$	110,9	69,86	40,88
m_h [kg]	$9,2 \times 10^{-3}$	$7,1 \times 10^{-3}$	$6,5 \times 10^{-3}$

Tabla 3: Parámetros caracterizados del recolector-absorbedor ($r \neq 0$).Figura 6: Ajuste de las FRF para el caso $r \neq 0$; $f = 1$

acero) de 38 mm ($f = 0,6281$) y otra de 25 mm ($f = 0,4132$), siendo $f = \frac{\text{Largo viscoelástico acortado}}{\text{Largo del viscoelástico original}}$ un factor que va entre 0 y 1. Los resultados se pueden observar en la columna 3 y 4 de la Tabla 3 y gráficamente en la Fig. 7. Para hallar los valores de $LG_h(\Omega_h)$ se utilizó $k_h = 2461,3$ de la Tabla 2 ($r = 0$), dado que la viga piezoeléctrica permaneció entera y se despejó $LG_h(\Omega_h)$ de la ecuación:

$$\Omega_h = \sqrt{\frac{(LG_h(\Omega_h) + k_h)}{m_h}} \quad (11)$$

Los valores de $LG_h(\Omega_h)$ obtenidos para $f = 0,6281$ (columna 3) y $f = 0,4132$ (columna 4) de la Tabla 3, divididos por el valor de $LG_h(\Omega_h)$ para $f = 1$ dan valores de $f = 0,629$ y $f = 0,368$, muy cercanos a los valores de f calculados a partir de la fracción de material viscoelástico sustraído.

Por otra parte, es posible estimar el valor de m_h para los casos de $f = 0,6281$ (columna 3) y $f = 0,4132$ (columna 4) de la Tabla 3 de la siguiente manera. El valor de la masa equivalente m_h para $f = 1$ se obtiene de la Tabla 3. Los valores para el resto de los casos puede calcularse en forma aproximada suponiendo que la relación entre la masa equivalente y la masa total del recolector-absorbedor M_h están relacionados a partir de una constante C_h^e , es decir

$$M_h = C_h^e m_h = C_h^e (m_p + m_v + m_{cl}) \quad (12)$$

siendo m_p, m_v, m_{cl} las masas del piezoeléctrico, el viscoelástico y la capa restrictora respectivamente. Luego, la constante C_h se puede obtener de la Ec. (12) y usando m_h de la Tabla 3

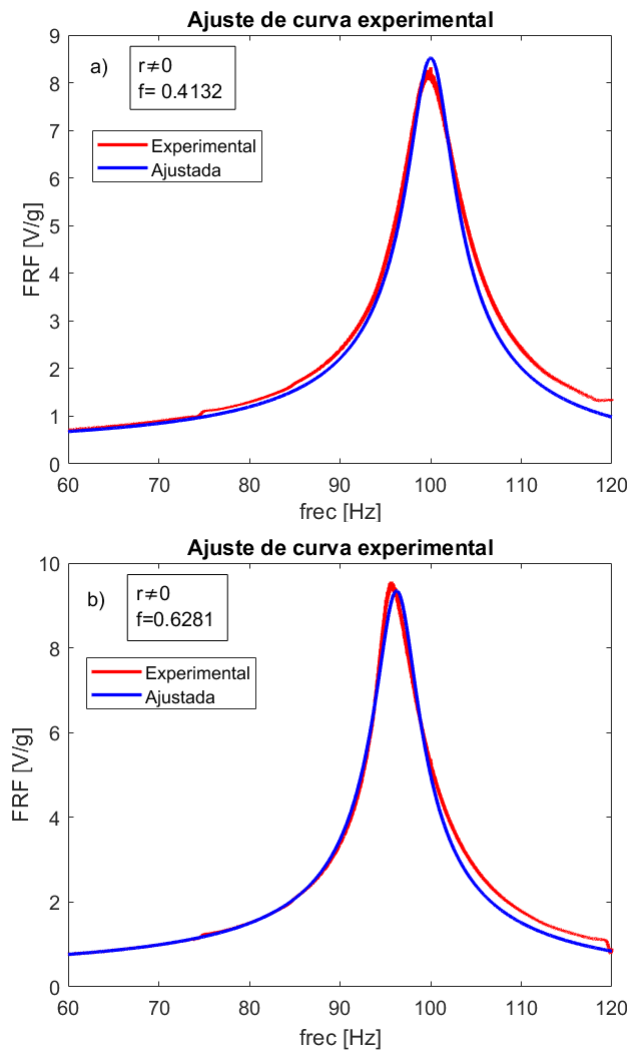


Figura 7: Ajuste de las FRF para el caso $r \neq 0$; (a) $f = 0,4132$; (b) $f = 0,6281$

con $f = 1$. De esta manera resulta $C_h^e = 0,564$. Ahora, suponiendo que para $f = 0,6281$ y $f = 0,4132$ las masas y las masas equivalentes están relacionadas a través de la misma constante, es posible obtener el valor de la masa equivalente para el caso $f \neq 1$ como sigue:

$$m_h = C_h^e((1 - f)m_p + fM_h) \quad (13)$$

Los cálculos arrojan un valor de $m_h = 0,0074$ y $m_h = 0,0063$ para $f = 0,6281$ y $f = 0,4132$ respectivamente. Si se lo compara con los valores de la Tabla 3, éstos arrojan una diferencia menor al 5 %.

6. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó un modelo matemático de un DRA. Este novedoso sistema tiene un doble objetivo, generar energía y al mismo tiempo reducir la respuesta vibratoria de un sistema primario sobre el cual podría adosarse. Para el desarrollo del modelo se partió de un sistema continuo y se lo aproximó con un modelo discreto de parámetros modales equivalentes. Para validar el modelo se propusieron una serie de experimentos en los cuales primero se obtuvo una caracterización del piezoeléctrico utilizado y, luego, la del DRA. Los resultados muestran que el modelo se ajusta con gran aproximación al experimento, no solamente para el caso en

donde el DRA posee una capa viscoelástica y restrictora que recubre todo el piezoeléctrico sino también en aquellos casos en donde solo cubre una fracción del piezoeléctrico.

AGRADECIMIENTOS

A. Gelves y M. Febbo agradecen al CONICET, al Consejo Interuniversitario Nacional (CIN), a la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Nacional del Sur (UNS) bajo el proyecto 14/F077, y al Departamento de Física de la UNS. C. A. Bavastri agradece el financiamiento de PRH12.1, CNPq y el programa de CAPES-PRINT para profesores visitantes.

REFERENCIAS

- Ali S. y Adhikari S. Energy harvesting dynamic vibration absorbers. *Journal of Applied Mechanics*, 80, 2013.
- Brennan M., Tang B., Melo G., y Lopes J.V. An investigation into the simultaneous use of a resonator as an energy harvester and a vibration absorber. *J Sound Vib*, 333:1331–43, 2014.
- Bronkhorst K., Febbo M., E.M.O L., y Bavastri C. Experimental implementation of an optimum viscoelastic vibration absorber for cubic nonlinear systems. *Engineering Structures*, 163:323–331, 2018.
- Cai Q. y Zhu S. The nexus between vibration-based energy harvesting and structural vibration control: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 155:?, 2022.
- Chen J., Qiu Q., Han Y., y Lau D. Piezoelectric materials for sustainable building structures: fundamentals and applications. *Renew Sustain Energy Rev*, 101:14–25, 2019.
- Den Hartog J. *Mechanical Vibrations*. McGraw Hill, 1956.
- Febbo M. Optimal parameters and characteristics of a three degree of freedom dynamic vibration absorber. *Journal of Vibration and Acoustics*, 134, 2012.
- Gatti C., Ramírez J., Febbo M., y S.P. M. Multimodal piezoelectric device for energy harvesting of engine vibration. *Journal of Mechanics of Materials and Structures*, 13:17–34, 2018.
- Iqbal M., Nauman M., Khan F., Abas P., Cheok Q., y Iqbal A. e.a. Vibration-based piezoelectric, electromagnetic, and hybrid energy harvesters for microsystems applications: a contributed review. *Int J Energy Res*, 45:65–102, 2021.
- Oliva A. y Aymonino O. Flipped capacitor based energy harvester for triboelectric nanogenerators. *18th Workshop on Information Processing and Control*, páginas 303–308, 2019.
- Wang J. Simultaneous vibration suppression and energy harvesting: Damping optimization for performance limit. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 132:609–621, 2019.
- Zhang Y. Electrostatic energy harvesting device with dual resonant structure for wideband random vibration sources at low frequency. *Rev. Sci. Instrum.*, 87:12, 2016.
- Zhu S., Shen W., y Y.L. X. Linear electromagnetic devices for vibration damping and energy harvesting: Modeling and testing. *Eng. Struct.*, 34:198–212, 2012.