



Diseño de un Excitador Electro-Dinámico de Bajo Costo.

Design of a Low Cost Electrodynamics Shaker.

Presentación: 09/10/2020

Aprobación: 09/12/2020

Carrizo, Marcos Rubén

Grupo de Mecánica Computacional – Facultad Regional Delta - Universidad Tecnológica Nacional - Argentina
mcarrizo@frd.utn.edu.ar

Carcache, Pablo

Grupo de Mecánica Computacional – Facultad Regional Delta - Universidad Tecnológica Nacional - Argentina
pcarcache@frd.utn.edu.ar

Raffo, Javier Leandro

Grupo de Mecánica Computacional – Facultad Regional Delta - Universidad Tecnológica Nacional - Argentina
jraffo@frd.utn.edu.ar

Resumen

Los excitadores electrodinámicos, también conocidos como "shakers", son instrumentos fundamentales para realizar ensayos de vibraciones mecánicas. Sus numerosas aplicaciones los convierten en equipos de sumo interés en el campo de las ingenierías mecánica, aeronáutica y aeroespacial. Si bien existen equipos comerciales desde hace años, estos son de un alto valor económico.

El objetivo de este trabajo es diseñar un excitador electro-dinámico de bajo costo, capaz de inducir vibraciones forzadas en estructuras para la realización de ensayos en laboratorio.

A partir de las leyes fundamentales del electromagnetismo se dedujeron ecuaciones de dimensionamiento, se realizó un análisis cualitativo de dichas ecuaciones para obtener consideraciones de diseño y se las utilizó para definir los parámetros constructivos. Se seleccionaron los materiales de los componentes, se realizó el modelado tridimensional utilizando software CAD y se verificó mediante análisis por elementos finitos.

Se presenta el diseño de un prototipo de excitador electrodinámico de baja potencia y bajo costo. El equipo dispone de una fuerza máxima de 85 N, desplazamiento máximo de 5 mm y puede operar en un rango de frecuencias entre 7 Hz y 2.1kHz.

Palabras claves: Shaker, Excitador Electrodinámico, Diseño, Bajo costo.

Abstract

Electrodynamic shakers are fundamental instruments for testing mechanical vibrations. Their numerous applications make them highly interesting equipment in the field of mechanical, aeronautical, and aerospace engineering. Although there has been commercial equipment for years, these are of high economic value.

The objective of this work is to design a low-cost electro-dynamic exciter, capable of inducing forced vibrations in structures for laboratory tests.

From the fundamental laws of electromagnetism, dimensioning equations were deduced, a qualitative analysis of these equations was carried out to obtain design considerations and they were used to define the construction parameters. Component materials were selected, three-dimensional modeling was performed using CAD software, and verified using finite element analysis.

The design of a low-power, low-cost electrodynamic exciter prototype is presented. The equipment has a maximum force of 85 N, the maximum displacement of 5 mm, and can operate in a frequency range between 7 Hz and 2.1 kHz

Keywords: Electrodynamic Shaker, Design, Low Cost.

1. INTRODUCCIÓN.

El excitador electrodinámico, también conocido como shaker, es un dispositivo que transforma por métodos electromagnéticos la potencia eléctrica en potencia mecánica, produciendo fuerza y desplazamiento según se requiera. En comparación con los excitadores mecánicos e hidráulicos, pueden operar en un amplio rango de frecuencias (5Hz-14Khz), con buenos niveles de aceleración y velocidad, aunque sus niveles de fuerzas y desplazamientos son limitados. Su aplicación en procesos productivos industriales y ensayos de laboratorio es numerosa, lo que los convierte en equipos de interés.

Si bien su invención no es reciente, numerosas patentes dan cuenta que su estudio continúa hasta la fecha. Efromson (1957) presentó la patente Electrodynamic vibration test equipment donde describe los componentes y el funcionamiento de un prototipo de shaker. Hunt (1962) patenta el proceso de pegado en el armado de la armadura. Brown (1965) describe un montaje en la armadura que tiene por objeto reducir el volumen de material en el gap que no genera fuerza y proporciona una mejor disipación de calor en la bobina. Schloss (1966) patenta la idea de tabla suspendida por restricciones elásticas. Grootenhuis (1966) describe una forma constructiva de la armadura que le permite funcionar satisfactoriamente a frecuencias relativamente altas a partir de una unión rígida de la bobina móvil a la armadura y de una elevada resonancia de la tabla. Larsen (1967) patenta un sistema de control que regula la corriente de excitación según la velocidad y desplazamiento de la armadura. Masuda (1969) propone en su patente un conjunto de núcleos I y E, aumentando la relación potencia peso. El autor también determina una expresión de la fuerza. Zamparo (1970) presenta un elemento móvil cuya frecuencia natural más baja es incrementada mediante bandas de un material con módulo de elasticidad elevado, como el Berilio, que interconectan la bobina con la mesa. Gearng (1970) exhibe vigas que actúan como elementos de suspensión de la armadura. Yamada (1977) presenta un mini shaker que excita una silla, arquetipo de las sillas para gamers. Lerwill (1980) presenta un dispositivo que se coloca en la mesa del shaker para ajustar su impedancia mecánica de salida. Para esto desarrolla un modelo eléctrico y un

modelo mecánico equivalente, que relaciona con una serie de ecuaciones. Emerson (1985) reclama un procedimiento constructivo de la armadura empleando fibra de carbono, fibra de vidrio con resinas epoxicas y un sistema de refrigeración con agua. Butts (1987) patenta una guía lineal de bolas re-circulantes para guiar el movimiento de la armadura y mesa. En otra, propone una estructura de panel de abeja combinada con laminados, aumentando las frecuencias de resonancias de la armadura. También registra una patente de un brazo de suspensión de 3 miembros que permiten el movimiento vertical y previene el lateral de la armadura. Stuart (1994) propone un parlante de imanes permanentes en una nueva disposición. Lucas (1994) presenta elementos de suspensión circunferenciales. Fukuoka (1996) presenta un aparato para inducir vibraciones en asientos de automóviles. Leist (2000) presenta elementos de suspensión en un ensamblaje flexible que disminuye el ruido y el rozamiento. Lee (2001) describe un aparato capaz de producir sonido y vibraciones. Crowson (2006) patenta un shaker robusto de pequeña altura, con resorte distribuido. Clamme (2016) presenta shakers compuestos por imanes permanentes, bobinas electromagnéticas y un resorte espaciador formado por materiales elastómeros.

Varios artículos tratan el tema de la transducción eléctrico mecánica que es común a shaker y parlantes. Yorke (1970) presenta los principios de la transducción eléctrica-mecánica que es utilizada en los shakers. Tomlinson (1979) analiza la distorsión al usar excitadores electrodinámicos. Lang (1997) explica los fundamentos de los shakers mediante ensayos. Lang (2001) desarrolla un modelo con acople mecánico eléctrico de 3 gdl para comprender el comportamiento de los shakers y da una estimación del desempeño de los equipo. Varoto et al. (2002) analiza la interacción entre el shaker y la estructura bajo test, para esto desarrolla un análisis del shaker como un modelo de 2 gdl. Klippel (1999) presenta modelos para las mediciones de parámetros lineales, no lineales y térmicos de woofer. Klippel (2000) analiza la distorsión en parlantes. Peres et al. (2010, 2011) presentan los principios de funcionamiento de shakers y aspectos prácticos del análisis modal experimental. Waimer et al. (2016) desarrolla un modelo para el shaker de 5 gdl y realiza un análisis modal experimental sobre la cabeza expansora y vigas. Tiwari et al. (2017) desarrolla un modelo para simular el comportamiento de un shaker y mide parámetros eléctricos y mecánicos. Lütkenhöner (2017) desarrolla diferentes modelos para caracterizar un shaker para aplicaciones en salud. Raffo y Carrizo (2018) presentaron el diseño y construcción de un sistema electromagnético para inducir vibraciones Forzadas. En algunos libros se presentan los principios de funcionamiento de los shakers y de parlantes, Ewins (1984) y Borwick (2001), respectivamente.

En este trabajo se presenta el diseño de un prototipo de excitador electrodinámico de baja potencia, de bajo costo y fabricación nacional.

2. COMPONENTES Y PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

El principio de funcionamiento de los excitadores electrodinámicos es similar al de los parlantes. La corriente continua que circula por la bobina primaria produce un flujo magnético fijo que circula a través del núcleo ferromagnético. La bobina secundaria se encuentra suspendida en el campo magnético radial que existe en el entrehierro. Cuando circula por ella una corriente portadora de la señal de excitación se produce una fuerza axial que provoca el movimiento de la armadura que esta solidaria al artículo de prueba. Ver Figura (1).

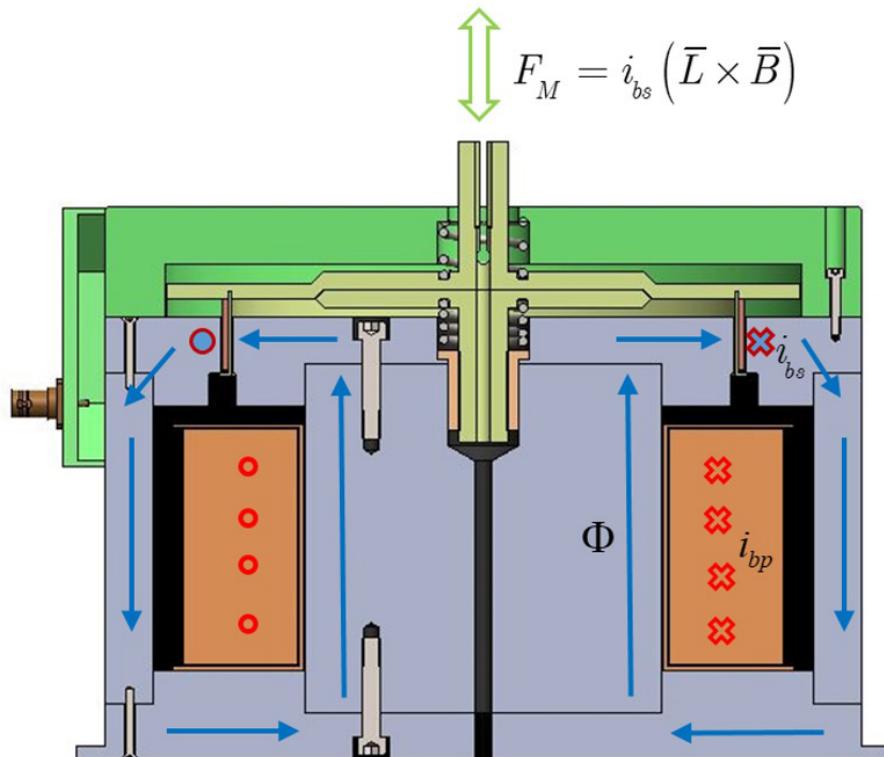


Fig. 1: Principio de funcionamiento del excitador electrodinámico.

En la Figura (2) se muestra el despiece del prototipo propuesto. La bobina primaria (Fig2-a) es la encargada de producir un intenso campo magnético, cuyo flujo circulara a través del circuito magnético fabricado de un material ferromagnético. El mismo está conformado por cinco piezas: la tapa inferior (Fig2-b), un núcleo central (Fig2-c), un tubo exterior (Fig2-d), la tapa superior exterior (Fig2-e) y la tapa superior central (Fig2-f). Entre la tapa superior exterior y central, existe un espacio de aire o entre hierro, por donde salta el campo magnético entre los polos. En dicho gap, se aloja la bobina secundaria (Fig2-g) que se encuentra solidaria al respaldo y la mesa, conjunto que se conoce como armadura (Fig2-h). La misma está suspendida alrededor de una posición de equilibrio mediante resortes (Fig2-i). El resorte superior se apoya en la tapa externa (Fig2-j). Para prevenir el movimiento lateral de la armadura, la misma presenta un eje que se desplaza entre 2 bujes (Fig2-k), uno colocado en la tapa externa y el otro alojado en el núcleo central. Sobre la mesa es ajustado el stinger, que es una barra que hace de nexo mecánico entre el shaker y la estructura bajo ensayo. Finalmente se observan los apoyos (Fig2-l) de los maguitos para posicionar el dispositivo y la bornera (Fig2-m) para conexión del dispositivo a la fuente de energía y la señal de excitación.

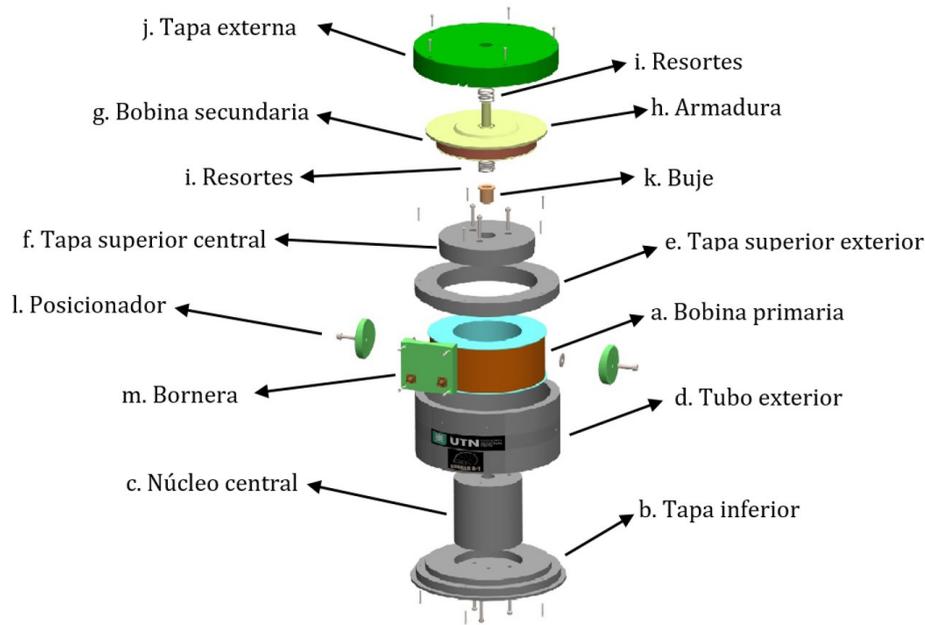


Fig. 2: Despiece del excitador electrodinámico.

3. ECUACIONES DE DISEÑO.

Los factores limitantes de diseño son la carrera de la mesa (desplazamiento máximo), la velocidad máxima, la fuerza máxima, el rango de operación, la masa en movimiento y la masa total del shaker, el límite de potencia térmica de la bobina y la tensión mecánica que determina el factor de seguridad de la armadura.

A partir de leyes fundamentales del electromagnetismo (Serway, 2015), se deducen las principales ecuaciones de diseño. La reluctancia magnética del circuito magnético (\mathfrak{R}_T) se obtiene como la suma de reluctancias en serie, las que depende de la permeabilidad magnética (μ), del camino medio recorrido por el flujo (L_m) y de la sección (S_e). Debido a que la permeabilidad del aire es muy baja en comparación a la de un material ferromagnético, la reluctancia del núcleo se vuelve despreciable frente a la del gap de aire. La que está dada por el espacio del ente hierro (e_{eh}), la permeabilidad del aire (μ_0) y la sección del entrehierro (S_{eh}). La sección media del entre hierro puede expresarse a partir del diámetro medio del entrehierro (ϕ_{meh}) y la altura del entrehierro (h_{eh}).

$$\mathfrak{R}_T = \sum_{i=1}^N \frac{L_i}{\mu_i S_i} = \left(\sum_{i=1}^N \frac{L_{acero}}{\mu_{acero} S_{acero}} \right) + \frac{e_{eh}}{\mu_0 S_{eh}} \approx \frac{e_{eh}}{\mu_0 S_{eh}} = \frac{e_{eh}}{\mu_0 \pi \phi_{meh} h_{eh}} \quad (1)$$

El flujo magnético (Φ) es una función de la densidad de campo magnético (B) y la sección perpendicular a las líneas de campo, $\Phi = BS_e$. Por su parte, la fuerza magnetomotriz (F_{mm}) está dada por la relación entre el flujo magnético (Φ) y la reluctancia magnética, $F_{mm} = \Phi \mathfrak{R}_T$. Igualando estas últimas se desprende una expresión para hallar la fuerza magnetomotriz

requerida (F_{mm_Req}) según un valor dado de la densidad de campo en el entrehierro (B_{eh}).

$$\Phi = B_{eh} S_{eh} = \frac{F_{mm}}{\mathfrak{R}_T} \Rightarrow F_{mm_Req} = B_{eh} S_{eh} \mathfrak{R}_T = \frac{B_{eh} e_{eh}}{\mu_0} \quad (2)$$

La bobina primaria, cuyo número de vueltas (n_{bp}) por donde circula una corriente continua (i_{bp}) produce una fuerza magnetomotriz (F_{mm_Prod}) que debe ser superior a la requerida.

$$F_{mm_Req} = B_{eh} S_{eh} \mathfrak{R}_T \leq F_{mm_Prod} = n_{bp} i_{bp} \quad (3)$$

Se debe seleccionar la sección del núcleo ferromagnético (S_{NF}) tal que la F_{mm} producida por la bobina primaria no sature el material seleccionado. Aunque el punto de trabajo óptimo es el valor de densidad de campo que hace máxima la permeabilidad magnética del material (B_{μ_Max}). Esta sección se debe mantener constante en cada componente del núcleo ferromagnético.

$$\Phi = B_{\mu_Max} S_{NF} \Rightarrow S_{NF} = \frac{\Phi}{B_{\mu_Max}} \quad (4)$$

La bobina secundaria está suspendida en el campo magnético, cuando la corriente portadora de la señal de excitación (i_{bs}) circula a través de ella, se produce una fuerza mecánica (F_M) según la ley de Lorentz. Asumiendo un campo magnético radial, perpendicular al flujo de corriente y que la longitud de cable conductor expuesto al campo está dado en función del diámetro medio del entre hierro (ϕ_{meh}) y el número de vueltas (n_{bs}) se arriba a la expresión:

$$F_M = \int_L i_{bs} (d\vec{l} \times \vec{B}) = i_{bs} \vec{L} \times \vec{B} = [B(\pi\phi_{meh} n_{bs})] i_{bs} = K_f i_{bs} \quad (5)$$

Para obtener linealidad en el movimiento, la bobina debiera ser más corta o más larga que la altura del entrehierro. Si fuese más corta, se desaprovecharía campo primario, por lo que el diseño resultaría más pesado y costoso. Siendo más larga que el gap, se aprovecha parte del flujo disperso. Para asegurar cumplir con los requerimientos de carrera máxima (Δ_{Req}), se define una la altura de la bobina secundaria (h_{bs}) según:

$$h_{bs} = h_{eh} + \Delta_{Req} \quad (6)$$

Existen 3 modos de vibración a considerar en el diseño de un shaker: El modo de aislación, el modo de suspensión y el modo de bobina. El modo de aislación está asociado a la vinculación del excitador con el suelo, ocurre a muy bajas frecuencias. El modo de suspensión, asociado al movimiento relativo de la armadura respecto del cuerpo del shaker, ocurre entre 4 y 40 Hz. Se considera que la mesa y la bobina se mueven juntas con relación al cuerpo shaker. El modo de bobina, sucede a altas frecuencias cuando la estructura de la armadura entra en resonancia, la bobina y la mesa se mueven fuera de fase, por lo que la armadura se deforma elásticamente produciendo elevadas tensiones, que puede provocar la falla del componente. El funcionamiento en zonas próximas a estas resonancias es perjudicial para

la vida útil del equipo. Por lo que, en general, el rango de operación del shaker está comprendido entre el modo de suspensión y el modo de bobina. (Tomlinson, 1979; Stuart, 1994; Lang, 2001; Varoto, 2002).

La frecuencia natural del modo de suspensión puede estimarse a partir de la rigidez equivalente (k_{eq}) de los elementos de suspensión y de la masa total de la armadura (M_{eq}) que se obtiene como la suma de la masa de la bobina de cobre (M_{bs}), la masa del respaldo ($M_{r_{bs}}$) y la masa de la tabla o mesa (M_m) (Lütkenhøner, 2017).

$$\omega_s = 2\pi f_s = \sqrt{\frac{k_{eq-s}}{M_{eq-s}}} \Rightarrow f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq-s}}{M_{eq-s}}} \quad (7)$$

Si la armadura se considera como una barra, cuya rigidez equivalente (k_{eq-A}) está dada en función del área (A), el módulo de elasticidad longitudinal (E), y el largo de la misma (L), tal que $k_{eq-A} = EA/L$. Cuya masa está en función de la densidad del material (δ) y del volumen, $M_{eq-A} = \rho AL$. Se arriba a una ecuación que estima la frecuencia de la armadura, que está fuertemente influenciada por las propiedades del material y el largo de la misma (Hunt, 1962; Brown, 1965; Grootenhuis, 1966; Zamparo, 1970; Emerson, 1985).

$$\omega_A = 2\pi f_A = \sqrt{\frac{k_{eq-A}}{M_{eq-A}}} \Rightarrow f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EA/L}{\delta AL}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{\delta L^2}} \quad (8)$$

La velocidad máxima (V_m) de la mesa vacía no es una limitación estructural, sino eléctrica que se obtiene a partir de analizar la potencia (P_M) e involucra el voltaje máximo del amplificador (e_{Amp-M}), la máxima corriente que puede soportar la bobina (i_{bs-M}), la resistencia de la bobina (R_{bs}) y la fuerza de diseño (F_{M-Req}). Se puede obtener de forma aproximada (Lang, 2001), según:

$$P_M = F_{M-M} V_M = 2 \left[(e_{Amp-M} i_{bs-M}) - (i_{bs-M}^2 R_{bs}) \right] \Rightarrow V_M = \frac{2 \left[(e_{Amp-M} i_{bs-M}) - (i_{bs-M}^2 R_{bs}) \right]}{F_{M-Req}} \quad (9)$$

4. ANÁLISIS CUALITATIVO DE LAS ECUACIONES DE DISEÑO.

4.1 Diámetro óptimo de cable conductor de la bobina secundaria.

Por el cable conductor de la bobina secundaria de diámetro (ϕ_{c-bs}) puede circular una intensidad de corriente máxima (i_{bs-M}) tal que $i_{bs-M} = 2.242 \phi_{c-bs}^2$. Al igualar el área que ocupan los cables conductores con el área del entrehierro se puede determinar el número total de espiras de la bobina, según $n_{bs} = e_{eh} h_{eh} / \phi_{c-bs}^2$. Reemplazando estas expresiones en la Ecuación (5), se desprende que la fuerza producida es independiente del diámetro del cable conductor y es dependiente de los parámetros del entrehierro y de la densidad de campo.

$$F_M = \left[B_{eh} (\pi \phi_{meh} n_{bs}) \right] i_{bs} = \pi \phi_{meh} B_{eh} \left(\frac{e_{eh} h_{eh}}{\phi_{c-bs}^2} \right) (2.2 \phi_{c-bs}^2) = 2.2 \pi \phi_{meh} e_{eh} h_{eh} B_{eh} \quad (10)$$

4.2 Altura del entre hierro óptima.

Al suponer que se tiene 2 tapas del núcleo ferromagnético, de igual diámetro medio $\phi_{meh1} = \phi_{meh2}$, una de altura mayor h_{eh2} que la otra h_{eh1} . Las secciones del entrehierro están dadas respectivamente por $S_{eh1} = \pi \phi_{meh1} h_{eh1}$ y $S_{eh2} = \pi \phi_{meh2} h_{eh2}$. Si la densidad de flujo magnético se mantiene constante implica que existe una relación entre las densidades de campo dadas por $\Phi = B_1 S_{eh1} = B_2 S_{eh2} \Rightarrow B_2 = (\phi_{meh1} h_{eh1} B_1) / (\phi_{meh2} h_{eh2})$. Al reemplazar esta expresión en la Ecuación (10), se obtiene:

$$F_{M1} = 2.2\pi\phi_{meh1} e_{eh} h_{eh1} B_1 = F_{M2} = 2.2\pi\phi_{meh2} e_{eh} h_{eh2} \frac{\phi_{meh1} h_{eh1}}{\phi_{meh2} h_{eh2}} B_1 \quad (11)$$

De (11) se deduce que aumentar la altura del entrehierro se produce una disminución de la densidad de campo magnético, tal que a pesar de aumentar en número la cantidad de espiras de la bobina secundaria, la fuerza magnética se mantiene constante.

4.3 Diámetro medio del entrehierro óptimo.

Al comparar la relación de densidad de campos de secciones del entrehierro (S_{eh}) de igual altura (h_{eh}) y diferentes diámetros medios (ϕ_{meh}) siendo $S_{eh} = \pi \phi_{meh} h_{eh}$, se obtiene $B_1 S_1 = B_2 S_2 \Rightarrow B_2 = \phi_{meh1} B_1 / \phi_{meh2}$. Siguiendo el mismo procedimiento que en 4.2 se llega a:

$$F_{M1} = 2.2\pi\phi_{meh1} e_{eh} h_{eh} B_1 = F_{M2} = 2.2\pi\phi_{meh2} e_{eh} h_{eh} \frac{\phi_{meh1}}{\phi_{meh2}} B_1 \quad (12)$$

En (12) se pone de manifiesto que al aumentar el diámetro medio, aumenta el área del entrehierro y disminuye la densidad de campo; por lo tanto la fuerza magnética permanece constante.

4.4 Espacio entrehierro óptimo.

El número de espiras horizontales (n_{h-bs}) que pueden entrar en el entrehierro está dado por $e_{eh} = n_{h-bs} \phi_{c-bs}$. Al aumentar el entrehierro, lo hace la reluctancia magnética y por lo tanto disminuye el flujo según $\Phi = F_{mm} / \mathbb{R} = F_{mm} / (e_{eh} / \mu_0 S_{eh})$. A su vez, el flujo está dado por $\Phi = B_{eh} S_{eh}$. Al igualar estas expresiones se obtiene $B_{eh} = (\mu_0 F_{mm}) / e_{eh}$. Al reemplazar dicha expresión en la Ecuación (5), se alcanza

$$F_M = \pi \phi_{meh} B_{eh} n_{bs} i_{bs} = \pi \phi_{meh} \left(\mu_0 \frac{F_{mm}}{e_{eh}} \right) \left(\frac{e_{eh}}{\phi_{c-bs}} \right) (2.2 \phi_{c-bs}^2) = 2.2 \pi \mu_0 \phi_{meh} \phi_{c-bs} F_{mm} \quad (13)$$

Se evidencia que (13) es una expresión de (5) que no depende de la distancia del entrehierro. Esto implica que aumentar el espacio del entrehierro produce una disminución de la densidad de campo magnético, tal que a pesar de aumentar en número la cantidad de espiras de la bobina secundaria, la fuerza magnética se mantiene constante.

5. SELECCIÓN DE MATERIALES.

5.1 Núcleo Ferromagnético.

En la curva de magnetización de materiales ferromagnéticos, densidad de campo (B) vs intensidad de campo (H), se observa el efecto de saturación donde B continúa aumentando pero de manera paramagnética (tres órdenes de magnitud más pequeña). Su permeabilidad magnética relativa (μ_r) no es constante, se incrementa con H hasta un máximo y mientras se aproxima a la saturación la curva decrece. Por otra parte, μ_r disminuye al aumentar la frecuencia y la temperatura. Las pérdidas magnéticas en el núcleo se pueden dar por histéresis o por corrientes parásitas. En el caso de histéresis, los materiales magnéticos blandos son fáciles de imantar y desimantar presentando curvas de histéresis de apariencia estrecha con bajos campos coercitivos y alta saturación, teniendo altas permeabilidades magnéticas. Las pérdidas por corrientes parásitas son función del espesor de la chapa al cuadrado, por lo que los circuitos magnéticos son “laminados” para reducir los caminos de las pérdidas (Serway, 2015). En la selección de un material para el núcleo ferromagnético se considera deseable una alta densidad de saturación, una alta permeabilidad y bajas pérdidas por histéresis y corrientes parásitas (Raffo y Carrizo, 2018). En la Tabla 1 se presentan materiales típicos para la fabricación de núcleos ferromagnéticos.

Material	$\mu_{Max} (TmA^{-1})$	$B_{Sat} (T)$
Acero laminado en frío	2000	2.10
Hierro	5000	2.15
Hierro purificado	180000	2.15
Hierro 4% silicio (g.o.)	30000	2.00
Permalloy 45	50000	1.60
Supermalloy	800000	0.80
Permendur	5000	2.45
Hiperco	10000	2.42

Tabla 1: Materiales para la fabricación de núcleos ferromagnéticos.

Debido a que el campo magnético es continuo, no se producen importantes pérdidas por histéresis o corrientes parásitas. Por lo tanto, no se necesita de aislamiento interlaminar o de un acero al sílice tipo para transformadores. Se ha seleccionado acero dulce, porque si bien su permeabilidad no es alta en comparación a otros, la mayor reluctancia se da en el gap. Además, posee una densidad de saturación similar a materiales más costosos. Por otra parte, tiene una gran disponibilidad, buena maquinabilidad y bajo costo.

5.2 Cables conductores bobina secundaria.

El mejor material para el cable conductor de la bobina secundaria es el que tenga el menor producto densidad (δ)- resistividad (ρ). Aunque la conductividad del aluminio es apenas el 60% del cobre, su peso específico es 3 veces menor; lo que lo hace ideal desde el punto de vista técnico (Borwick, 2001). Pero su coste es elevado frente al de los cables de cobre, por esto se han seleccionado este último. Ver Tabla 2.

Material	δ (kgf/m ³)	ρ (Ω m)	$\delta\rho$ (kgf Ω /m ²)
Aluminio	2.7 x 10 ³	2.67 x 10 ⁻⁸	7.21 x 10 ⁻⁵
Cobre	8.96 x 10 ³	1.6 x 10 ⁻⁸	14.34 x 10 ⁻⁵
Plata	10.4 x 10 ³	1.59 x 10 ⁻⁸	16.54 x 10 ⁻⁵

Tabla 2. Materiales conductores para cables

5.3 Material del respaldo de la bobina secundaria.

La bobina disipa energía en forma de calor según el cuadrado de la corriente. El respaldo que la sostiene debe ser capaz de resistir este aumento de la temperatura. En parlantes de alta potencia se emplean diferentes materiales tales como las poliamidas Nomex, que es capaz de resistir 150°C, o Kapton, que soporta temperaturas de hasta 350°C. También se puede emplear fibra de carbono o aluminio dejando un gap para evitar la formación de corrientes parasitas. (Borwick, 2001).

5.4 Armadura.

En la Ecuación (8) se arribó a que la frecuencia de la armadura está fuertemente influenciada por las propiedades del material según la velocidad de propagación de ondas en medios sólidos $c = \sqrt{E/\delta}$. En la Tabla 3 se presenta materiales utilizados para la fabricación de armaduras. El Berilio tiene una buena resistencia estructural, baja densidad y alto módulo de elasticidad, lo que le da alta velocidad de propagación de ondas y altas frecuencias resonantes. Es el material ideal pero también excepcionalmente costoso.

Se optó por un diseño de armaduras intercambiables. Una de acrílonitrilo butadieno estireno (ABS) por sus costos y porque permite una simple manufactura utilizando impresoras 3D. La otra, maquinada en aluminio ya que tiene propiedades muy superiores al ABS aunque no alcance las del Berilio y con un coste mucho menor a este último.

Material	E (GPa)	δ (kg/m ³)	c (m/s)	σ (MPa)
ABS	2.4	1050	1512	41
PA	2.6	1130	1516	78
Titanio	114	4540	5011	1040
Aluminio	69	2700	5050	483
Magnesio	45	1738	5088	250
Acero	200	7850	5148	841
Alúmina	375	3900	9805	370
Berilio	303	1840	12800	448

Tabla 3. Propiedades de materiales utilizados para fabricar armaduras.

6. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS DE LA ARMADURA.

Establecidos los parámetros constructivos que se desprenden de la aplicación de las

ecuaciones de diseño, el software de diseño asistido por computadora conocido como SolidWorks fue utilizado para realizar el modelado tridimensional del prototipo; detallando cada pieza, subconjunto y ensamble. El método de cálculo computacional basado en elementos finitos fue empleado para verificar el diseño de la armadura. Diferentes tipos de mallados, densidad de malla y condiciones de borde fueron probados arribando a resultados convergentes. Elementos solidos tetraédricos de segundo orden fueron utilizados en la discretización de todas las simulaciones. A fin de establecer una comparativa, se analizaron 4 diseños propuestos: primero, una armadura cuyo material es un polímero ABS y que no posee nervaduras de refuerzos; otro también de material ABS con agregado de nervaduras; un tercero, sin nervaduras cuyo material es aluminio 7075; y por último, uno de aluminio 7075 con nervaduras de refuerzos.

En la Figura (3) se muestran los resultados de un análisis estático lineal para poder determinar las tensiones presentes en la armadura. Se consideró una carga equivalente a la máxima fuerza producida, distribuida en la superficie de contacto de la armadura con la bobina secundaria y un empotramiento en la zona de contacto del stinger con la armadura. Se observa que las tensiones de Von Mises en los diseños sin nervaduras son mayores a las tensiones de los diseños con nervaduras; 2.45 MPa y 1.57 MPa, respectivamente. Por otra parte, el límite elástico de un polímero tipo ABS es de 32 MPa y para el aluminio 7075 es de 500 MPa. Por lo tanto, los 4 diseños verifican el criterio de tensiones.

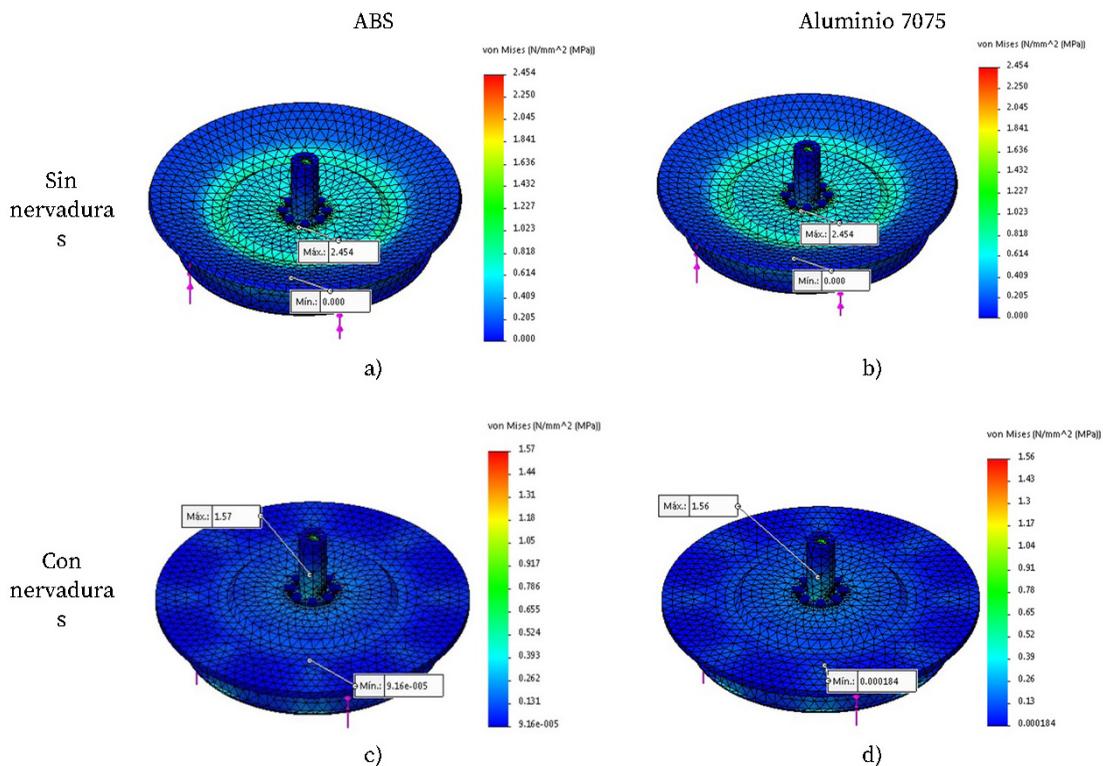


Fig. 3: Análisis de tensiones en la armadura. a) ABS sin nervaduras. b) Aluminio 7075 sin nervaduras. c) ABS con nervaduras. d) Aluminio 7075 con nervaduras.

Por otra parte, se realizó un análisis modal para determinar las primeras frecuencias y modos naturales de vibración de la armadura, en particular el modo axial que está asociado al modo de bobina que limita el rango de frecuencias de funcionamiento. En los resultados presentados en la Figura (4), se observa que para el diseño que emplea como material el polímero ABS, el modo axial pasa de 262Hz a 594Hz al incorporarse nervaduras rigidizadoras; lo que implica un incremento del rango de operación del 125%. Al repetir el análisis para el diseño que emplea aluminio 7075, se observa que sin nervaduras la frecuencia es de 915Hz mientras que utilizando nervaduras es de 2116Hz, un incremento del 131%. Al comparar los resultados frente al cambio de material, para el diseño sin nervaduras se pasa de 262Hz para el ABS a 915Hz para el aluminio 7075; un incremento del 249%. Para el diseño con nervaduras, la frecuencia para el diseño de ABS es de 594Hz y para el aluminio es de 2116Hz, un incremento del 256%.

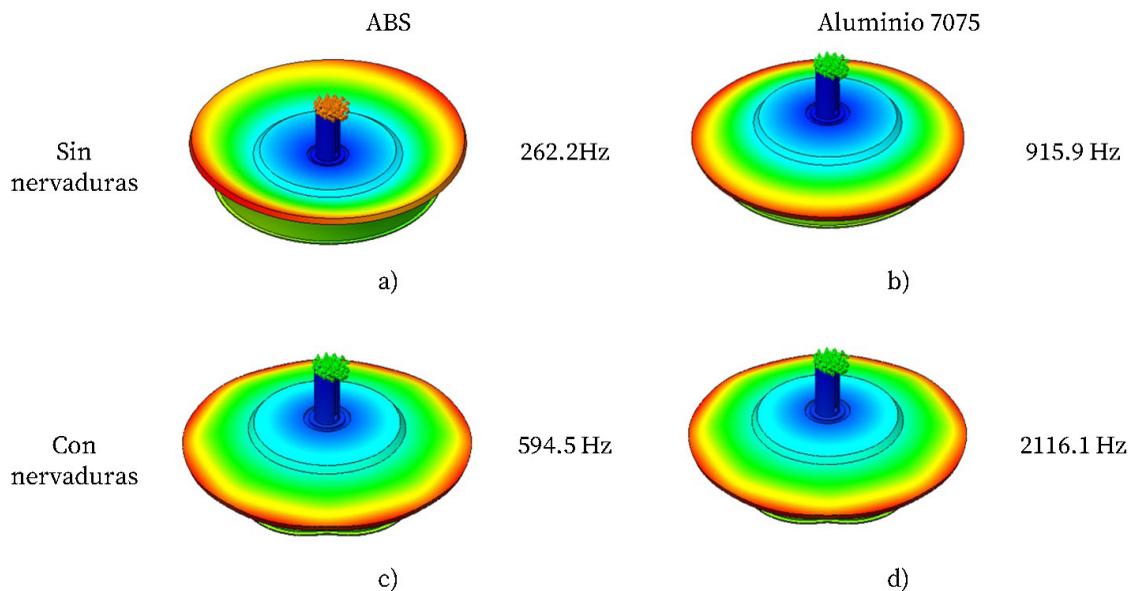


Fig. 4: Análisis modal de la armadura. a) ABS sin nervaduras. b) Aluminio 7075 sin nervaduras. c) ABS con nervaduras. d) Aluminio 7075 con nervaduras.

7. DISEÑO DEFINITIVO, PARAMETROS Y CONSIDERACIONES CONSTRUCTIVAS.

Se diseñó un prototipo de excitador electrodinámico de baja potencia y bajo costo. El equipo dispone de una fuerza máxima de 85 N, desplazamiento máximo de 5 mm y puede operar en un rango de frecuencias entre 7 Hz y 2.1kHz. Su masa total es de 70Kg y su masa móvil es de 1.1Kg. En la Figura (5) se muestra una imagen del diseño definitivo.

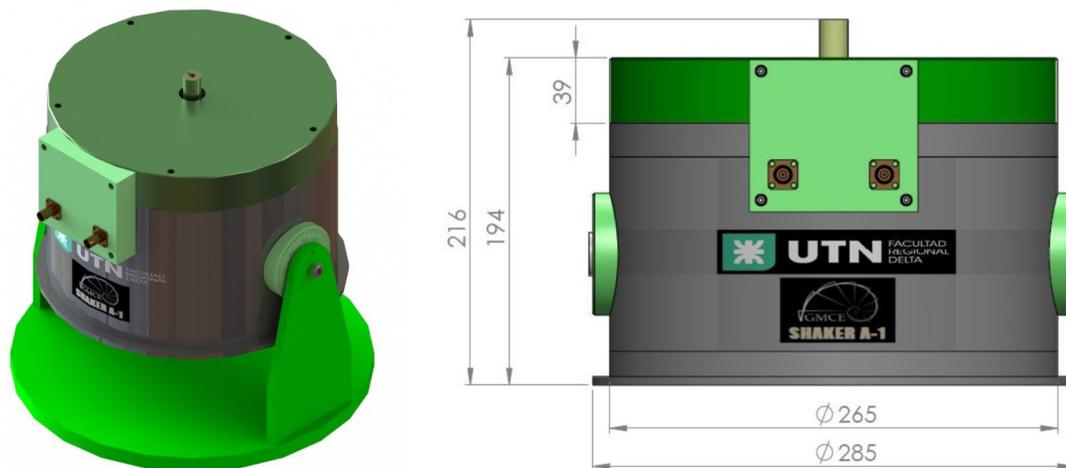


Fig. 5: Diseño definitivo de prototipo de excitador electrodinámico.

De la Ecuación (1) se observa que para reducir la reluctancia, y por lo tanto la bobina primaria, es preferible disminuir al máximo el espacio del entrehierro y ampliar la altura y el diámetro medio del entrehierro. Para permitir el movimiento axial de la armadura, es necesario dejar un juego interior y exterior entre la bobina y los polos. Aunque se debe reducir al máximo el volumen del gap que no produzca fuerza magnética útil. Cables cuadrados requieren de un menor gap que uno de sección circular de igual área. Si la sección fuese rectangular, se puede disminuir el gap entre 10 y 15%. Si además fuera auto soportado, lo que implica eliminar el respaldo, el ahorro de espacio puede llegar al 25% (Borwick, 2001). Pero cables con estas secciones, son de mayor costo, por lo que se optó por los típicos de sección circular. Se ha seleccionado cables de bajo diámetro ya que alcanzan mismos valores de densidad de campo con menores corrientes (Raffo y Carrizo, 2018).

Para evitar distorsión en el campo es necesario que exista una distribución simétrica de flujo en el gap. Para esto es necesario un diseño del núcleo ferromagnético apropiado, dejando suficiente distancia en los cambios de dirección del flujo como para que el mismo sea homogéneo (Borwick, 2001). Radios de curvatura agudos, implican caminos magnéticos más cortos, lo que lleva a que se concentren las líneas de campo, lo que puede producir la saturación local y la subutilización del resto de material. Por esto, deben evitarse (Raffo y Carrizo, 2018).

Debido a que el propósito del shaker es realizar ensayos de análisis modal experimental en pequeñas estructuras de laboratorio, no se incluyó cabeza expansora y se unificó en una sola pieza la mesa y armadura junto al carretel de la bobina primaria. Esto permite acortar el componente elevando su frecuencia de resonancia.

En el diseño se contempló una armadura de agujero pasante para facilitar la colocación del stinger. El shaker está sostenido en un novedoso sistema de posicionamiento de coordenadas esféricas, lo que lo dota de una gran versatilidad en la ejecución de ensayos.

En la Tabla 4 se presentan los principales parámetros constructivos del prototipo diseñado.

GAP	$\phi_{meh} (mm)$	$e_{eh} (mm)$	$h_{eh} (mm)$	$B_{eh} (T)$
	180	4	20	2.0
Bobina Secundaria	$\phi_{c_bs} (mm)$	$i_{bs_Max} (A)$	n_{bs}	$M_{armadura} (kg)$
	0.37	0.3	307	0.8
Bobina Primaria	$\phi_{c_bp} (mm)$	$i_{bp_Max} (A)$	n_{bp}	$S_{NF} (mm^2)$
	1.024	2.35	3200	12227

Tabla 4. Principales parámetros constructivos.

8. Costos.

En la Tabla 5 se presenta un estimativo de costos, detallado según los principales componentes del desarrollo presentado, obtenido según presupuestos de proveedores locales y precios por ventas minoristas. El costo total de fabricación asciende a los \$72.006, que al tipo de cambio actual representa unos US\$837. Significativamente inferior al costo de equipos importados de similares prestaciones.

Componente / Costo	Materiales	Mano de Obra	Total
Núcleo Ferromagnético	\$ 33,511.99	\$ 20,000.00	\$ 53,511.99
Armadura	\$ 4,785.00	\$ 2,500.00	\$ 7,285.00
Bobina Secundaria	\$ 4,500.00	\$ 2,700.00	\$ 7,200.00
Bobina Primaria	\$ 600.00	\$ 360.00	\$ 960.00
Tapa	\$ 200.00	\$ 50.00	\$ 250.00
Elementos de suspensión	\$ 350.00	\$ -	\$ 350.00
Elementos de fijación	\$ 500.00	\$ -	\$ 500.00
Bujes	\$ 650.00	\$ -	\$ 650.00
Fichas y Cables terminales	\$ 800.00	\$ 500.00	\$ 1,300.00
Total	\$ 45,896.99	\$ 26,110.00	\$ 72,006.99

Tabla 5. Análisis de Costos.

9. CONCLUSIONES.

Se presentan las ecuaciones de diseño para un excitador electrodinámico de doble campo magnético, cuyo campo primario es producido por un electroimán.

Mediante un análisis cualitativo de las ecuaciones propuestas, se extrajeron importantes consideraciones sobre el diseño de excitadores electrodinámicos.

Partiendo de los requerimientos propuestos, se aplicaron las ecuaciones de diseño para definir los parámetros constructivos del prototipo. Se seleccionaron los materiales del núcleo ferromagnético, los cables conductores, el material del respaldo y de la armadura.

Se realizó el modelado tridimensional utilizando software CAD. Mediante análisis por elementos finitos se verificó el diseño de la armadura para que cumpla con el requerimiento de tensiones admisibles y se determinó el modo axial de vibración. De las simulaciones

realizadas para analizar el diseño de la armadura se concluyó que el factor limitante no serán las tensiones sino la rigidez. La cual es necesaria para aumentar el valor de la frecuencia natural de vibración que corresponde al modo axial y que limita el rango de operación en frecuencias del shaker. Las nervaduras rigidizadoras fueron de mucha utilidad a este propósito.

Se diseñó un prototipo de excitador electrodinámico de baja potencia y bajo costo. El equipo dispone de una fuerza máxima de 85 N, desplazamiento máximo de 5 mm y puede operar en un rango de frecuencias entre 7 Hz y 2.1kHz.

10. REFERENCIAS.

- Borwick, J. (2001). Loudspeaker and Headphone Handbook. London: Focal Press - Third Edition.
- Brown, A. L., “Electrodynamic type vibration generator”, Pat. Num. 3194992A, United States Patent Office – USA - (1965).
- Butts, G., “Recirculating bearing”, Pat. Num. 4678347A, United States Patent Office – USA - (1987).
- Butts, G., “Apparatus for vibration testing”, Pat. Num. 4715229A, United States Patent Office – USA - (1987).
- Butts, G., “Link arm suspension”, Pat. Num. 4858488A, United States Patent Office – USA - (1989).
- Clamme, M.L., “Vibration transducer and actuator”, Pat. Num. 9331558B2, United States Patent Office – USA - (2016).
- Crowson, R. J., “Robust low profile shaker”, Pat. Num. 7069787, United States Patent Office – USA - (2006).
- Efromson, P. C., “Electrodynamic vibration test equipment”, Pat. Num. 2789237A, United States Patent Office – USA - (1957).
- Emerson, A. C., “Electrodynamic shakers”, EP Pat. Num. 0159765A1, European Patent Office – UK - (1985).
- Ewins, D. J. (1984). Modal Testing: Theory and Practice. London: Research Studies Press.
- Fukuoka, M., “Apparatus for vibrating seats”, Pat. Num. 5516192A, United States Patent Office – USA - (1996).
- Gearng, J. W., “Electro-magnetic vibrator suspension”, Pat. Num. 3529188A, United States Patent Office – USA - (1970).
- Grootenhuis, P., “Electromechanical vibrators”, Pat. Num. 3234782A, United States Patent Office – USA - (1966).
- Hunt, F. C., “Armature assembly and method of making the same”, Pat. Num. 3018541A, United States Patent Office – USA - (1962).
- Klippel, W. (2000). “*Distortion analyzer – a new tool for assessing and improving electrodynamic transducer*”, Journal of The Audio Engineering Society, Corpus ID: 56288660.
- Klippel, W. (1999). “*Measurement of Large-Signal Parameters of Electrodynamic Transducer*”, Journal of The Audio Engineering Society, Corpus ID: 109180720.

- Lang, G. F. (1997). “*Electrodynamic shaker fundamentals*”, Journal of Sound and Vibration, 14–25.
- Lang, G. F. y Snyder, D. (2001). “*Understanding the physics of electrodynamic shaker performance*”, Journal of Sound and Vibration, 24–33.
- Larsen, H. W., “Electrodynamic vibration producing apparatus”, Pat. Num. 3331239, United States Patent Office – USA - (1967).
- Lee, I. H., “Vibration apparatus capable of generating and externally transmitting a sound wave of audible frequency and transmitting a vibration for notification”, Pat. Num. 6211775B1, United States Patent Office – USA - (2001).
- Leist, T., “Patent Flexure assembly”, Pat. Num. 6131461A, United States Patent Office – USA - (2000).
- Lerwill, W. E., “Vibration generators”, Pat. Num. 4222455A, United States Patent Office – USA - (1980).
- Lucas, J. H., “Electromagnetic vibration generators”, Pat. Num. 5351545A, United States Patent Office – USA - (1994).
- Lütkenhöner, B. (2017). “*What the electrical impedance can tell about the intrinsic properties of an electrodynamic shaker*”, PLoS ONE 12(3):e0174184 . DOI: 10.1371/journal.pone.0174184
- Masuda, M., “Electromagnetic vibration apparatus”, Pat. Num. 3467925A, United States Patent Office – USA - (1969).
- McConnell, K. G. (1995). *Vibration Testing: Theory and Practice*. Nueva York: John Wiley & Sons.
- Peres, M. A., Bono, R. W. y Brown, D. L. (2011). “*Modal Testing Excitation Guidelines*”, Journal of Sound and Vibration.
- Peres, M. A., Bono, R. W. y Brown, D. L. (2010). “*Practical Aspects of Shaker Measurements for Modal Testing*”, Proceedings of ISMA, USD2010.
- Raffo J. L y Carrizo, M R. (2018). “*Diseño y Construcción de un Sistema Electromagnético para Inducir Vibraciones Forzadas*”, VI Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica y I Congreso Argentino de Ingeniería Ferroviaria, VI CAIM - ICAIFE 2018, Tucumán, Argentina, 10 al 12 de Octubre.
- Schloss, F., “Vibrating table structure”, Pat. Num. 3262308A, United States Patent Office – USA - (1966).
- Serway, R. A. y Jewett, J. W. (2015). *Física para ciencias e ingeniería con Física Moderna*. México, D.F: Cengage Learning.

Stuart, K., “Voice coil actuator”, Pat. Num. 5321762, United States Patent Office – USA - (1994).

Tiwari, N., Puri, A. y Saraswat, A. (2017). “*Lumped parameter modelling and methodology for extraction of model parameters for an electrodynamic shaker*”, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, Vol. 36(2) 99–115. DOI: 10.1177/0263092317693511.

Tomlinson, G. R. (1979). “*Force Distortion in Resonance Testing of Structures with Electrodynamic Vibration Exciters*”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 63, No. 3, pp. 337-350.

Varoto, P. S. y Oliveira, L. P. R. (2002). “*Interaction between a Vibration Exciter and the Structure Under Test*”, Journal of sound and vibration.

Waimer, S., Manzato, S., Gentile, E., Peeters, B., Wagner, M. y Guillaume, P. (2016). “*Modelling and experimental validation of a coupled electrodynamic shaker and test structure simulation model*”, Proceedings of ISMA.

Yamada, K., “Sound reproduction system and device”, Pat. Num. 4064376A, United States Patent Office – USA - (1977).

Yorke, R. (1970). “*Determination of the parameters of an electrodynamic transducer*”, Radio and Electronic Engineer 39(4) 215. doi:10.1049/ree.1970.0035.

Zamparo, O. J., “Moving element for a vibration exciter”, Pat. Num. 3536942, United States Patent Office – USA - (1970).