

03-012

VIBRATION DAMPING SYSTEM WITH ADJUSTABLE ELASTIC CONSTANT

García Vidaurreta, Carlos ⁽¹⁾; Alfaro López, José Ramón ⁽¹⁾; Latorre Biel, Juan Ignacio ⁽¹⁾; Pérez Ezcurdia, Amaya ⁽¹⁾

⁽¹⁾ Universidad Pública de Navarra

Most technical equipment, whether used in industrial processes or in any other sector, uses motors that transform different types of energy into mechanical energy. In the generation of this energy, vibrations are produced, which produce undesirable effects such as unproductive energy consumption, component fatigue, unnecessary noise, etc. To mitigate these effects there are different vibration damping systems designed for specific mass and frequency variables, but in most cases, they are not constant in the normal operation of the equipment. Recently, a disc spring with adjustable elastic constant has been conceptually developed. In this communication the first cases of application to the damping of small industrial machinery will be presented. A design procedure that allows to configure and adapt the most suitable spring for each application will be presented.

Keywords: damping; vibration; adjustable; frequency

SISTEMA DE AMORTIGUACION DE VIBRACIONES CON CONSTANTE ELASTICA REGULABLE

La mayor parte de los equipamientos técnicos ya sean los utilizados en procesos industriales o cualquier otro sector, utilizan motores que transforman diferentes tipos de energía en energía mecánica. En la generación de esta energía se producen vibraciones que producen efectos no deseados como el consumo improductivo de energía, fatiga de los componentes, ruidos innecesarios, etc. Para atenuar estos efectos existen diferentes sistemas de amortiguación de vibraciones que se diseñan para unas variables concretas de masas y frecuencias, pero en la mayor parte de los casos, no se mantienen constantes en el funcionamiento habitual de los equipos. Recientemente se ha desarrollado conceptualmente un muelle de disco con constante elástica regulable. En esta comunicación se presentarán los primeros casos de aplicación a la amortiguación de pequeña maquinaria industrial. Se expondrá un procedimiento de diseño que permite configurar y adaptar el muelle mas adecuado a cada aplicación

Palabras clave: amortiguación; vibración; regulable; frecuencia

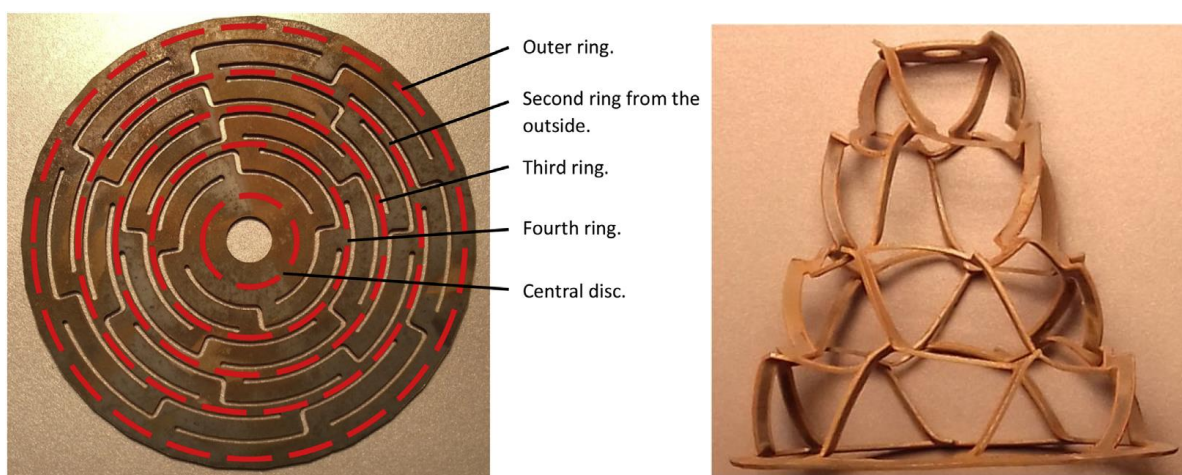


1. Introducción

Los absorbedores mecánicos de energía (en adelante MEA - Mechanical Energy Absorbers) son dispositivos mecánicos que tienen la función de absorber energía, como su nombre indica, para, en última instancia, disminuir la energía que tiene que disipar un determinado sistema. Los autores de esta comunicación tienen experiencia en el diseño y aplicación de MEAs en forma de disco, con espesor uniforme y un diseño distintivo que engloba anillos y brazos cortados transversalmente. Su exclusivo diseño les confiere la capacidad de deformarse sin esfuerzo ante la aplicación de una fuerza axial.

En la Figura 1A se observa la geometría de un disco MEA con 4 anillos y distinto número de brazos en cada anillo. Al aplicarse una carga en la dirección axial, el disco MEA, se deforma como se aprecia en la Figura 1B.

Figura 1. A) Disco MEA. B) Disco MEA deformado



Una de las aplicaciones por la que se diseñó este elemento, fue para la instalación en estructuras de protección contra vuelcos en tractores, un accidente habitual en el campo que puede desembocar en lesiones graves o incluso la muerte (los autores, 2019).

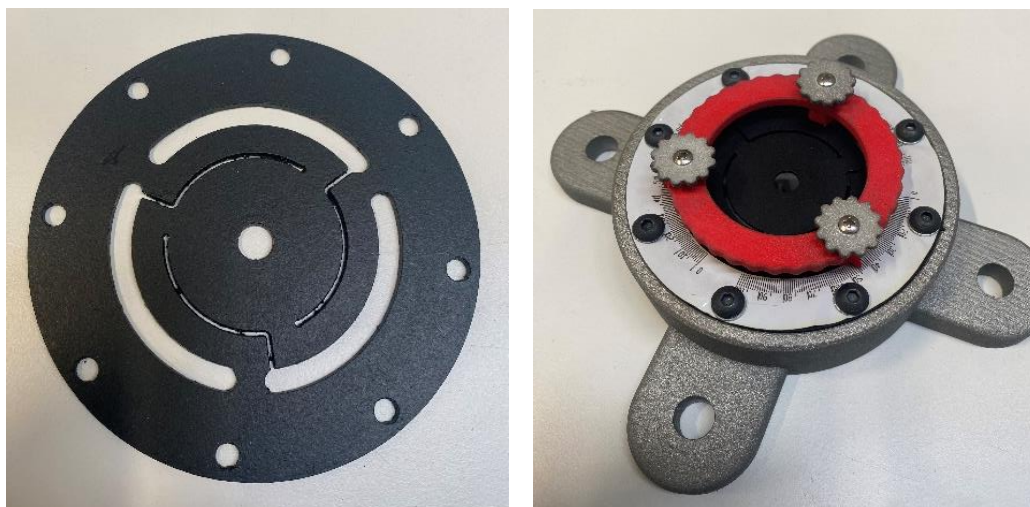
Tras investigar, realizar estudios y ensayos, surge la idea de cambiar el material y reducir el espesor para poder utilizarlo como muelle y como absorbedor de vibraciones.

Además, una de las variables más influyentes en el funcionamiento del MEA era la longitud de los brazos de los anillos. Para graduar la longitud de los brazos sin tener que crear múltiples modelos con distintas medidas, se diseñaron elementos que permiten ajustar manualmente la longitud de los brazos. Estos elementos pueden atrapar y fijar tanto el disco exterior como el interior.

Los componentes que se observan en la Figura 2 fueron fabricados mediante una impresora 3D que utiliza sinterizado selectivo por láser de una poliamida. Estos componentes incluyen la base que sostiene el MEA (en color gris), los anillos superior e inferior (en color rojo) y las manecillas (en color gris) utilizadas para ajustar manualmente la longitud de brazo. Para indicar la posición de la longitud del brazo, se creó una escala graduada que va de 0 a 100 grados.

El conjunto completo se conoce como CMEA (Configurable Mechanical Energy Absorber) debido a que la longitud del brazo se puede configurar o ajustar según sea necesario.

Figura 2. A) Disco MEA de 1 fase con 3 brazos. B) Conjunto CMEA



En esta comunicación se llevará a cabo un análisis del efecto que tiene la longitud del brazo en el rendimiento del CMEA, a través de ensayos de tracción. Posteriormente, se explorará una de las aplicaciones del CMEA, en particular, su capacidad para absorber vibraciones, mediante un experimento en un motor equipado con masas excéntricas.

2. Objetivos

Uno de los objetivos centrales de este trabajo es ofrecer una descripción detallada del funcionamiento del CMEA. Se busca proporcionar una comprensión profunda de cómo las diferentes propiedades del CMEA, como su estructura molecular y su interacción con el entorno, influyen en su rendimiento. Además, se explorará cómo se pueden manipular estas propiedades para mejorar el comportamiento del CMEA en diferentes aplicaciones. Para lograr este objetivo, se realizarán ensayos experimentales.

Otro objetivo importante de este trabajo es demostrar cómo se pueden predecir las propiedades y el comportamiento del CMEA mediante un experimento con un motor. Para alcanzar este objetivo, se explorarán los principios fundamentales que gobiernan el comportamiento del CMEA a nivel estructural y se analizarán los métodos y técnicas utilizados para construir modelos que describan su comportamiento. Además, se presentarán ejemplos de cómo estos modelos han sido utilizados para predecir el comportamiento del CMEA

3. Metodología

3.1 Cálculo de la constante elástica

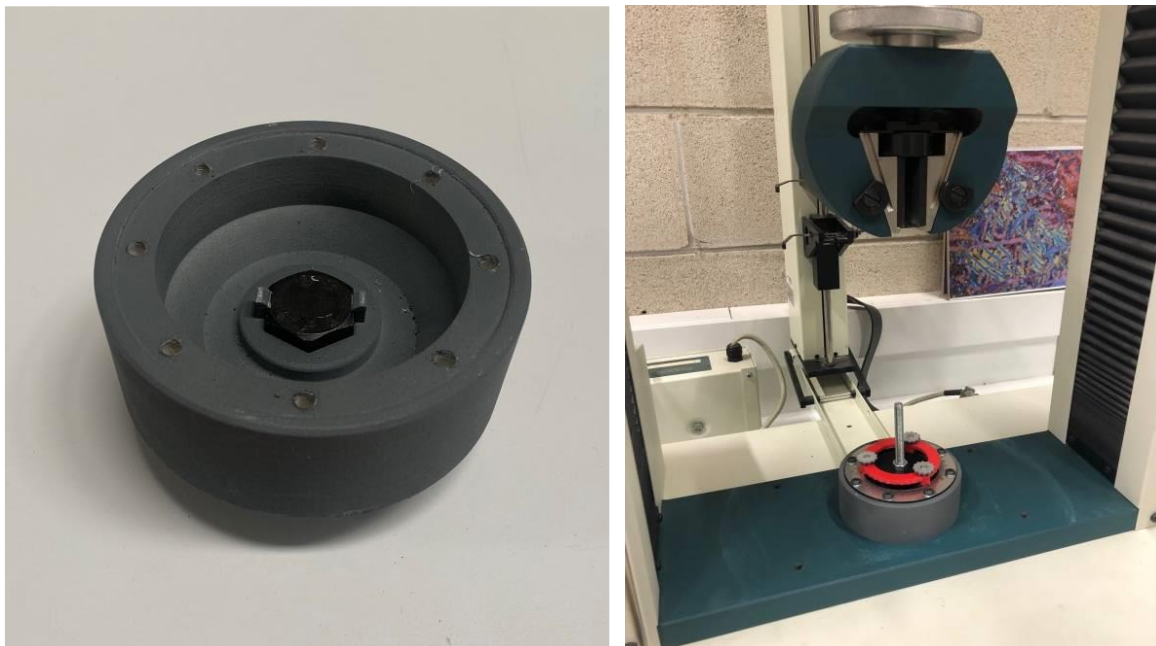
La constante de elasticidad “k” se ha calculado mediante los ensayos de tracción en el que se han registrado una serie de datos. Estas medidas consistían en aplicar una fuerza de tracción progresivamente creciente en la dirección axial del CMEA, mientras se han medido tanto la fuerza aplicada como el desplazamiento axial del disco interior del CMEA con respecto al anillo más externo.

El propósito de estas pruebas ha sido determinar las curvas que muestran la primera de las magnitudes medidas frente a la segunda. Se ha utilizado una máquina específica para realizar pruebas de tensión estática a muestras de tracción, que se conoce como Tinius Olsen H25KS. Se ha desarrollado una herramienta especial para adaptar la máquina a la geometría particular de un CMEA.

La máquina está configurada para aplicar una fuerza creciente en la dirección axial hasta unos valores de fuerza y desplazamiento máximos para evitar la fractura o la deformación plástica, mientras se proporciona una secuencia de pares de valores de carga aplicada y desplazamiento.

Figura 3. A) Pieza fabricada por impresora 3D.

B) Ensayo de tracción del CMEA

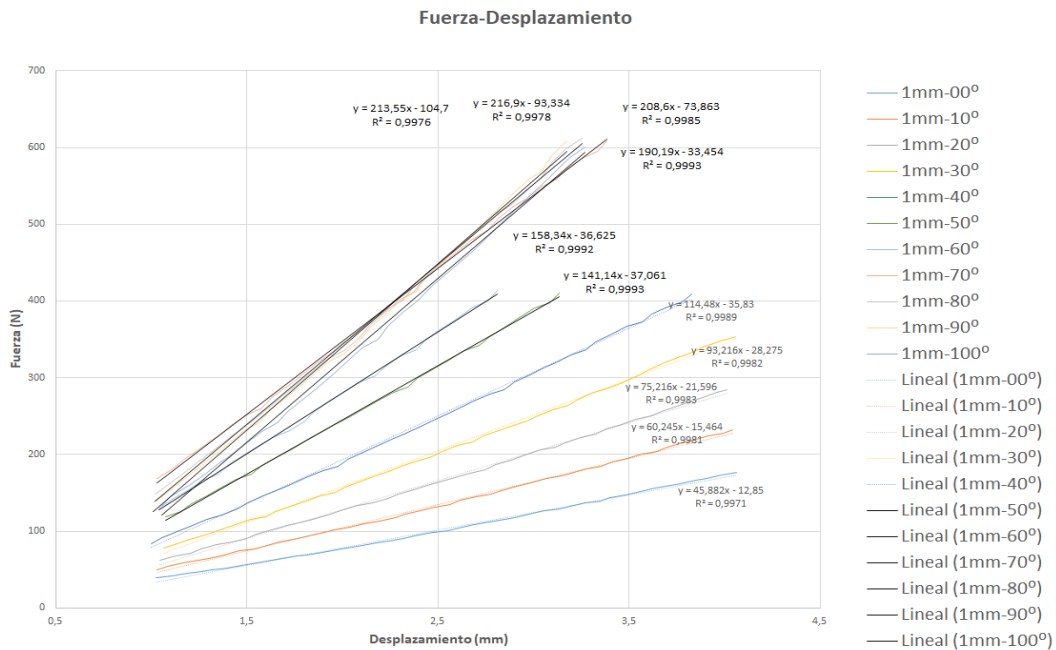


En primer lugar, se ha llevado a cabo un ensayo para cada uno de los tres tipos de resorte, que incluyen un resorte de espesor de 1 mm, otro de espesor de 2 mm y un tipo especial en el que se unen dos resortes de 1 mm separados, conocido como 1 mm doble. Cada ensayo se ha realizado en las posiciones de 0 a 100 grados, lo que ha permitido evaluar la respuesta del resorte en distintas posiciones de flexión.

Para analizar los datos obtenidos en cada ensayo, se ha representado en gráficas en función del tipo de resorte utilizado (1 mm, 2 mm o 1 mm doble) para cada ángulo. A partir de estas gráficas, se ha realizado una recta de regresión que ha permitido calcular la pendiente, que es la constante de elasticidad k .

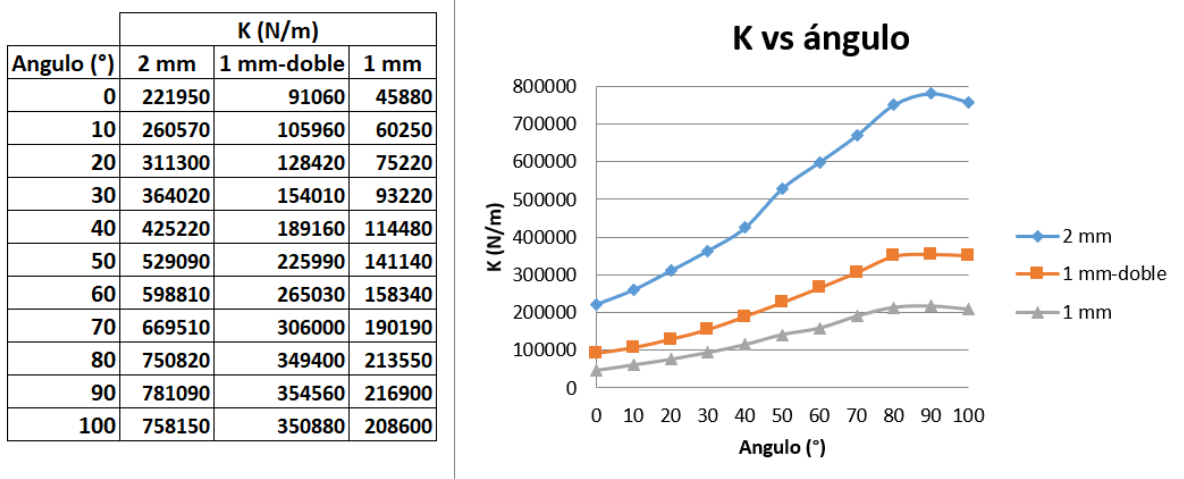
Con el fin de obtener la recta de regresión más precisa posible, se han eliminado los datos correspondientes al primer milímetro de desplazamiento, ya que, en este punto, la curva presentaba una curvatura en lugar de una recta. De esta manera, se ha logrado una mejor aproximación de la relación lineal entre la carga y el desplazamiento del resorte.

Figura 4. Gráfica de carga según el desplazamiento obtenido para los diferentes ángulos del CMEA de 1 mm de espesor, con sus rectas de regresión para la obtención de la constante de elasticidad



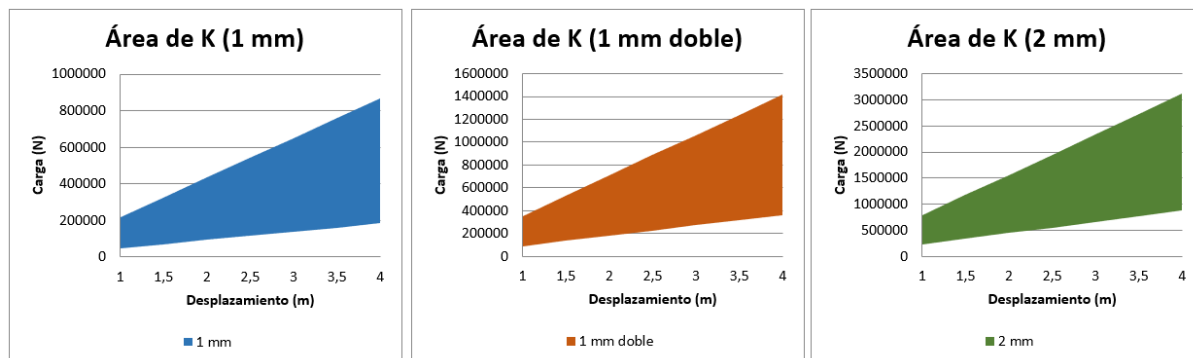
Una vez que se habían obtenido las pendientes de las rectas, que equivalen a la constante de elasticidad k , se han unido con su respectivo ángulo y se han representado en las gráficas correspondientes. De esta manera, se ha podido observar las variaciones en la constante de elasticidad k a lo largo de las distintas posiciones de flexión.

Figura 5. Tabla y Gráfica con los valores de constante elástica (K) en función del ángulo, para los CMEAs de 1 mm, 1 mm doble y 2 mm.



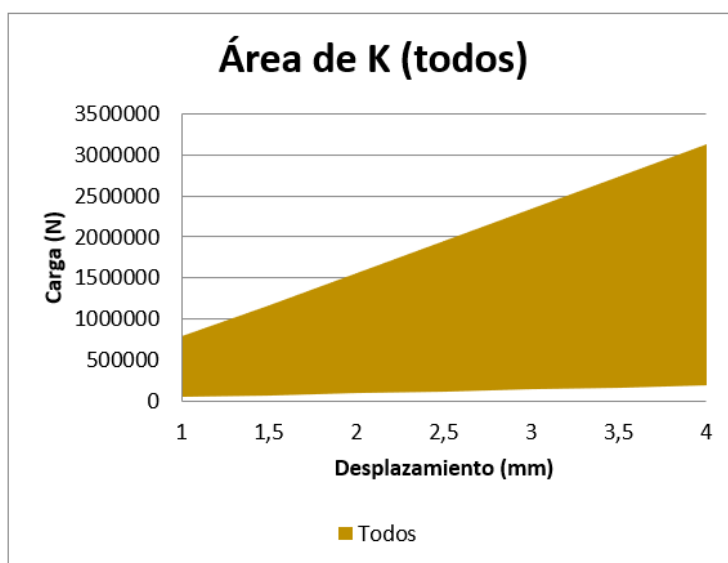
A partir de las ecuaciones de las rectas, se han establecido un límite inferior y uno superior para determinar el rango de k que se abarca con cada tipo de resorte, en función de la carga y el desplazamiento deseado. Finalmente, se ha representado una gráfica global que abarque los tres tipos de resorte juntos (en amarillo). De esta manera, se ha podido observar la variación de la constante de elasticidad k en función de la carga y el desplazamiento en los tres tipos de resorte evaluados.

Figura 6. Gráficas de carga según el desplazamiento donde se muestra el área que abarcan los CMEAs de 1 mm, 1 mm doble y 2 mm.



En resumen, el ensayo para obtener la constante de elasticidad k de los resortes se ha realizado para tres tipos de resorte distintos, en diferentes posiciones de flexión. Se ha representado los datos en gráficas, se ha realizado una recta de regresión para calcular la constante de elasticidad k , se establecerán límites de rango y se representarán los datos en una gráfica global. De esta manera, se ha podido evaluar la variación de la constante de elasticidad k en los diferentes tipos de resorte y posiciones de flexión.

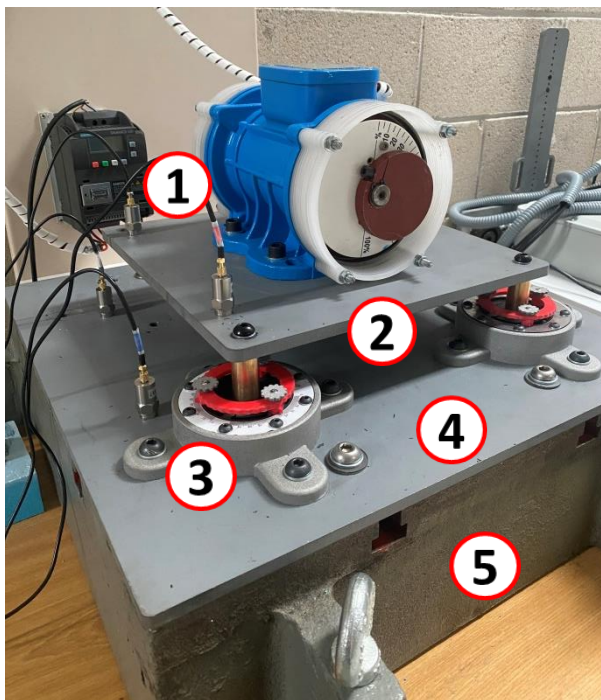
Figura 7. Gráfica de carga según el desplazamiento donde se muestra el área conjunta que abarcan los CMEAs de 1 mm, 1 mm doble y 2 mm



3.2. Experimento del motor

Se va a realizar un experimento para comprobar las características del CMEA, un sistema de amortiguamiento que consiste en resortes y masas. Este experimento consta de cinco elementos principales, que son esenciales para el correcto funcionamiento del sistema y obtener datos precisos y fiables.

Figura 8. Partes del experimento del motor.



El primer elemento es el motor (1), que es el encargado de generar la excitación del sistema mediante dos masas excéntricas colocadas en sus extremos. Para graduar la velocidad de rotación, se utiliza un controlador de frecuencia, lo que permite ajustar la frecuencia de giro en hercios. El motor tiene un peso de 11 kg.

El segundo elemento es la placa superior (2), que sirve de nexo de unión entre el motor y los CMEA, y que tiene la posibilidad de colocar tres o cuatro apoyos. Esta placa tiene medidas de 290x290 mm y un peso aproximado de 7,2 kg.

El tercer elemento es el conjunto de CMEA y soporte (3), que se eleva para permitir que los CMEA vibren y se pueda anclar al siguiente elemento. Los CMEA son los resortes y masas que conforman el sistema de amortiguamiento.

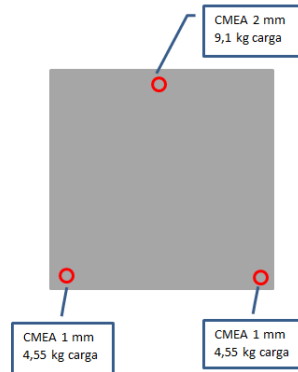
El cuarto elemento es la placa inferior (4), que se utiliza para fijar los soportes con los CMEA y sirve de nexo con el último elemento.

Finalmente, el quinto elemento es el elemento pesado (5), sobre el cual todo el conjunto apoya para asegurarse de que no haya interferencias con el suelo u otros elementos. Este elemento tiene un peso aproximado de 200-300 kg.

Una vez que se tiene todo el experimento listo, se debe seguir un procedimiento para obtener datos precisos. Este procedimiento consiste en el cálculo de cuatro variables: carga total, posición del centro de gravedad, posición de los soportes y frecuencia natural (Mecanocaucho, 2023).

Para el cálculo de las dos primeras variables, se pesa el motor con la placa superior y se obtiene un peso de 18,2 kg. Además, se determina que el centro de gravedad está situado en el centro de la placa. Para la tercera variable, se colocan tres soportes, uno en la zona central (superior) que soporta 9,1 kg y dos apoyos en los laterales (zona inferior) que soportan 4,55 kg cada uno.

Figura 9. Esquema de los 3 apoyos y las cargas que soporta cada uno.



La fórmula que determina el comportamiento de los resortes es la ecuación (1), en la que la frecuencia (Hz) depende de la constante de elasticidad (k) del resorte y de la masa (m) que soporta. Por lo tanto, la frecuencia, la constante de elasticidad y la masa, son las variables que modificaremos y ajustaremos para comprobar que se cumple.

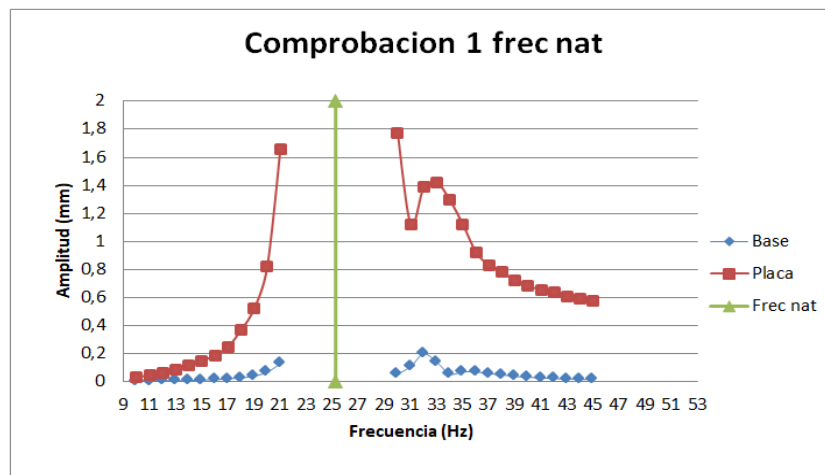
$$f = \frac{1}{2 \times \pi} \times \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

Finalmente, se colocan los tres CMEA con la misma frecuencia natural en función de la masa que tengan que soportar y se ajusta la k. Se comprueba que en 25 Hz aproximadamente es cuando más se excita, por lo que hay que alejarse de esa frecuencia.

Tabla 1. Valores del ángulo y su constante elástica para obtener una frecuencia natural de 25.25 Hz en los CMEA de 1 y 2 mm de espesor

	Angulo (°)	K (N/m)	Frecuencia natural (Hz)
CMEA 1 mm (4.55 kg)	40	114480	25.25
CMEA 2 mm (9.1 kg)	2	228960	25.25

Figura 10. Gráfica de amplitud en función de la frecuencia para la base y la placa superior. Primera comprobación de la frecuencia natural.

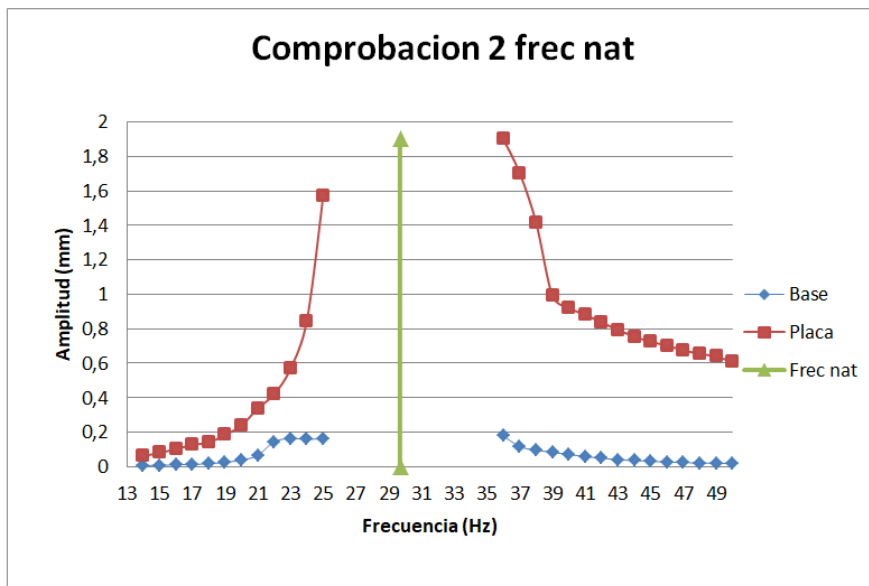


En la Figura 10 conforme se acerca a 25.25 Hz, tanto por arriba, como por abajo, la amplitud aumenta, lo que determina que se aproxima a la frecuencia natural. No se toman medidas cercanas a 25.25 Hz, ya que corre el riesgo de dañarse los discos MEA.

Tabla 2. Valores del ángulo y su constante elástica para obtener una frecuencia natural de 29.69 Hz en los CMEA de 1 y 2 mm de espesor

	Angulo (°)	K (N/m)	Frecuencia natural (Hz)
CMEA 1 mm (4.55 kg)	60	158340	29.69
CMEA 2 mm (9.1 kg)	21	316680	29.69

Figura 11. Gráfica de amplitud en función de la frecuencia para la base y la placa superior. Segunda comprobación de la frecuencia natural.



En la Figura 1 conforme se acerca a 29.69 Hz, tanto por arriba, como por abajo, la amplitud aumenta, lo que determina que se aproxima a la frecuencia natural. No se toman medidas cercanas a 29.69 Hz, ya que corre el riesgo de dañarse los discos MEA.

De esta manera, se comprueba que de manera teórica se puede calcular la frecuencia natural del sistema.

4.Resultados

El objetivo principal de conseguir un amortiguamiento efectivo para el sistema implica una relación precisa entre la frecuencia natural y la frecuencia de excitación. Con una frecuencia de excitación de 30 Hz, se necesita que la frecuencia natural del sistema tenga una relación de al menos 1,41 veces la frecuencia de excitación, lo que equivale a una frecuencia natural de 21,27 Hz o inferior. Sin embargo, para obtener una amortiguación más efectiva, se debe

alejarse aún más la frecuencia natural de la de excitación. Para ello se utiliza la fórmula (1) que rige el comportamiento de los resortes CMEAs.

$$f = \frac{1}{2 \times \pi} \times \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

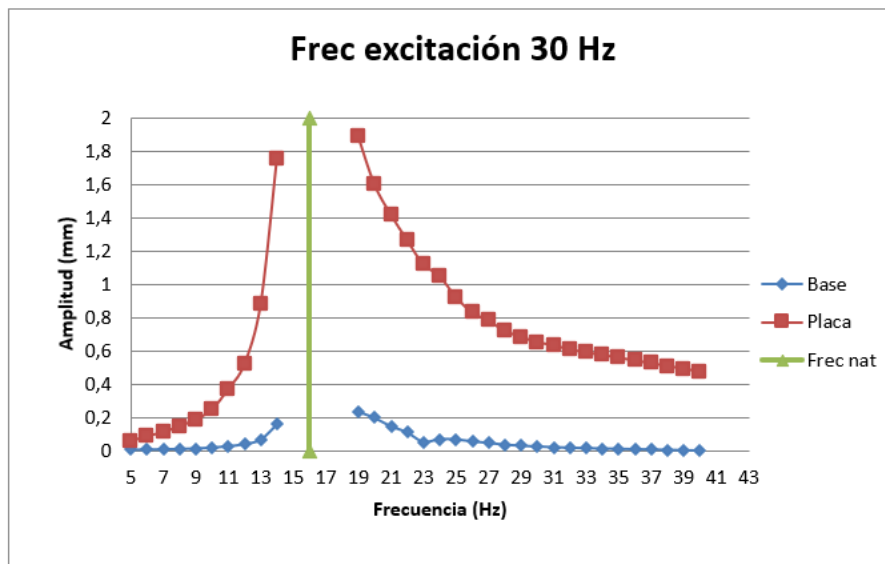
Tabla 3. Valores del ángulo y su constante elástica para obtener una frecuencia natural de 15.98 Hz en los CMEA de 1 de espesor

	Angulo (°)	K (N/m)	Frecuencia natural (Hz)
CMEA 1 mm (4.55 kg)	0	45880	15.98
CMEA 1 mm (9.1 kg)	28.5	91760	15.98

Para lograr este objetivo, se necesita conocer la masa que cada CMEA es capaz de soportar, lo que permitirá determinar las constantes elásticas necesarias. En este caso, los apoyos que soportan 4,55 kg requieren resortes de 1 mm de espesor con un ángulo de 0 grados, lo que resulta en una constante elástica de 45,88 N/m. Por otro lado, el soporte que aguanta 9,1 kg necesita un resorte de 1 mm de espesor con un ángulo de 28,5 grados, lo que da como resultado una constante elástica de 91,76 N/m.

Al utilizar ambos resortes juntos, se logra una frecuencia natural del sistema de 16 Hz, lo que asegura un amortiguamiento efectivo en el sistema cuando el motor gira a 30 Hz. En resumen, la combinación adecuada de masas y constantes elásticas en los CMEAs es esencial para lograr la amortiguación deseada y garantizar un funcionamiento suave y estable del sistema.

Figura 12. Gráfica de amplitud en función de la frecuencia para la base y la placa superior. Amortiguamiento para una frecuencia de excitación de 30 Hz.



En la Figura 12 se observa como al haber ajustado los resortes para una frecuencia natural de 16 Hz aproximadamente, aparece un pico, y de esta manera conseguimos que la relación entre frecuencia de excitación y la frecuencia natural sea mayor de 1.41; por lo tanto, vemos que, para 30 Hz, conseguimos amortiguamiento.

5. Conclusiones

En primer lugar, se buscaba ofrecer una descripción detallada del funcionamiento del CMEA y de sus propiedades. Por lo tanto, para lograr un adecuado amortiguamiento en un sistema, se debe determinar la frecuencia de excitación que resulta más apropiada para el mismo. Para ello, es necesario conocer las características particulares del sistema en cuestión, tales como su frecuencia natural y su constante elástica.

Una vez que se tiene clara la frecuencia de excitación adecuada, se debe buscar que la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural del sistema (f_{exc}/f_{nat}) sea mayor a 1,41 (raíz de 2), ya que es en este rango donde se logra un buen amortiguamiento. De lo contrario, si la relación es menor a 1,41, se requerirá disminuir la frecuencia natural del sistema.

Para lograr este objetivo, es posible recurrir a dos estrategias: aumentar la masa del sistema o disminuir la constante elástica. En este sentido, es importante destacar que los CMEA deben ser regulables para poder ajustar estas variables y lograr una adecuada relación f_{exc}/f_{nat} . De esta forma, se logrará un óptimo amortiguamiento en el sistema, lo cual resulta fundamental para garantizar su correcto funcionamiento y evitar daños en su estructura.

Objetivo de Desarrollo Sostenible (ODS)

El objetivo de desarrollo sostenible apropiado para el CMEA es el número 9, relacionado con la Industria, Innovación e Infraestructura. Tiene como meta general promover la construcción y modernización de infraestructuras sostenibles y resilientes, con énfasis en la eficiencia de los recursos y la reducción de la huella ecológica.

En cuanto a las metas más específicas están:

Meta 9.4: Mejorar la infraestructura y modernizarla para hacerla sostenible, utilizando tecnologías limpias y eficientes en el consumo de recursos.

Meta 9.5: Fomentar la investigación y el desarrollo de tecnologías industriales y de producción sostenibles que permitan una mayor eficiencia en el uso de los recursos y la reducción de residuos.

Estas metas se relacionan con la mejora de un sistema de amortiguación que posibilita la regulación, ya que promueven la adopción de tecnologías y prácticas sostenibles que pueden resultar en la fabricación de menos sistemas de amortiguación, al utilizar recursos de manera más eficiente y reducir el desperdicio. Al mejorar la estructura del CMEA y fomentar la innovación en el sector, se puede lograr una mayor eficiencia y una reducción en la necesidad de fabricar nuevos sistemas de amortiguación con tanta frecuencia, ya que el CMEA abarca un amplio rango de trabajo, que de otra forma solo se conseguiría fabricando un sistema de amortiguación para unas características específicas.

6. Referencias

Juan-Ignacio Latorre-Biel, Marta Benito-Amurrio, Amaya Perez-Ezcurdia, Ignacio Arana-Navarro, & José R. Alfaro-Lopez. (2019, octubre 25). Characterisation of mechanical energy absorbers developed to complement of roll-over protection structures in agricultural vehicles. *Biosystems Engineering*, 188(17), 40-56.

Juan-Ignacio Latorre-Biel, Tomás Ballesteros, Ignacio Arana, & José R. Alfaro. (2019, febrero 21). Development of an inexpensive rollover energy dissipation device to improve safety provided by ROPS. *Biosystems Engineering*, 185(15), 88-102.

Mecanocaucho. (2023). Soportes antivibratorios. <https://www.mecanocaucho.com/es-ES/noticias/consejo-amc/consejo/>

A.D.Shaw, S.A.Neild, D.J.Wagg, P.M.Weaver, & A.Carrella. (2013, julio 17). A nonlinear spring mechanism incorporating a bistable composite plate for vibration isolation. *Science Direct, Journal of Sound and Vibration*(332), 6265-6275.

E.J. Chin, K.T. Lee, J. Winterflood, L. Ju, & D.G. Blair. (2005, enero 7). Low frequency vertical geometric anti-spring vibration isolators. *Science direct*, 336, 97-105.

Kihong Shin. (2013, diciembre 21). Experimental investigation of the vibration transmissibility of a magnet-spring vibration isolator under random excitation.

Pablo Pérez Pozo & Víctor Bermejo Campos. (2013). ESTUDIO DE LA VIBRACIÓN EN BAJA FRECUENCIA DE MOTOR ELÉCTRICO. *DIAC*.