



Desarrollo de una máquina de ensayos para la evaluación del comportamiento dinámico de elastómeros a alta frecuencia

M.J. García-Tárrago¹, J. Calaf-Chica², F.J. Gómez-Gil¹

¹ Dpto. Ingeniería Electromecánica, Área Ingeniería Mecánica, Universidad de Burgos, mjgtarrago@ubu.es; figgil@ubu.es

² Dpto. Ingeniería Civil, Área Ciencia de los Materiales, Universidad de Burgos, jcalaf@ubu.es

La caracterización del comportamiento dinámico de piezas elastoméricas en un rango de frecuencias elevado es un reto importante en el sector del vehículo eléctrico. La nueva movilidad eléctrica ha eliminado los sonidos que generaban los motores de combustión, con rangos de frecuencia entre los 50 Hz y los 200 Hz. La desaparición de estos ruidos revela la existencia de sonidos originados en otros sistemas, como la calefacción, la ventilación, la rodadura de los neumáticos, etc. A esto se suman las vibraciones y ruidos de alta frecuencia (hasta 2 a 3 kHz) intrínsecos de este sistema electromotriz. Estas nuevas fuentes de vibración alcanzan el interior del habitáculo del vehículo y hasta el momento no se habían abordado para lograr su aislamiento. La mejora del confort de los ocupantes en un vehículo eléctrico es una prioridad para estimular la adquisición de esta alternativa al vehículo de combustión interna.

Existen numerosos estudios sobre la caracterización de casquillos de caucho en un rango de frecuencias de hasta 200 Hz, pero existe un vacío en la caracterización y simulación de casquillos de caucho a muy altas frecuencias. Este trabajo presenta una máquina de ensayos cuyo diseño se basa en las recomendaciones de la norma técnica UNE-EN ISO10846 relativa a la medición en laboratorio de las propiedades de transferencia vibroacústica de elementos elásticos. En concreto, las mediciones se basarán en los métodos directo e indirecto propuestos en la norma. De manera que, se emplee una masa de bloqueo para aislar el sistema del banco de ensayos y evitar problemas de resonancia. La excitación se impone por medio de un excitador electrodinámico de baja carga que aplica el desplazamiento armónico sobre la probeta de caucho. Ésta a su vez se sujeta a una masa sísmica que queda sostenida por un sistema de gomas elásticas sobre una estructura o banco de ensayos. El trabajo ha contemplado la realización de ensayos de validación sobre casquillos cilíndricos de caucho para caracterizar su comportamiento dinámico en un rango de frecuencias de hasta 3 kHz. También se han llevado a cabo verificaciones mediante modelos de elementos finitos.

1. Introducción

La transición hacia la electrificación del parque automovilístico europeo representa un cambio paradigmático en el diseño y desarrollo de vehículos. Más allá de los beneficios medioambientales asociados con la reducción de emisiones de gases contaminantes, los vehículos eléctricos plantean nuevos desafíos especialmente en el campo de la ingeniería mecánica y el comportamiento vibro-acústico de los vehículos eléctricos.

El comportamiento vibro-acústico de los vehículos eléctricos constituye un aspecto crítico que influye tanto en el confort del usuario como en la percepción de calidad, y se ha convertido en un factor de diferenciación clave en el mercado automotriz [1]. A diferencia de los motores de combustión interna, los motores eléctricos eliminan fuentes tradicionales de ruido y vibración, como los pulsos cíclicos de combustión y el ruido mecánico asociado a las piezas móviles del motor. Sin embargo, introducen nuevas fuentes de ruido y vibración en un rango de frecuencias diferente, principalmente derivadas de los pulsos de alta frecuencia generados por los inversores y los armónicos electromagnéticos originados en la interacción entre el rotor y el estator [2] [3]. Estas nuevas fuentes operan en rangos de frecuencia significativamente más altos que las de los motores de combustión interna, obligando a extender la caracterización de las vibraciones más allá del límite clásico de 200 Hz, hasta frecuencias que pueden superar los 3 kHz.

En este contexto, los soportes de caucho elástico desempeñan un papel fundamental como elementos de aislamiento de vibraciones [4] [5]. Gracias a su elasticidad y capacidad de diseño personalizado, estos componentes permiten mitigar las vibraciones en un rango de frecuencias amplio y relevante. Además, el caucho exhibe una alta capacidad de amortiguamiento, lo que contribuye a minimizar tanto las vibraciones como el ruido estructural que estas generan al acoplarse con otros componentes del vehículo [6]. Sin embargo, para garantizar la efectividad de los soportes de caucho en el contexto de los vehículos eléctricos, es crucial caracterizar sus propiedades dinámicas, como la rigidez y el amortiguamiento, en un rango de frecuencias ampliado.

La norma UNE-EN ISO 10846 [7] establece métodos para la determinación de las propiedades dinámicas de elementos elásticos, incluyendo casquillos de caucho utilizados para mitigar vibraciones. El banco de ensayos descrito en este estudio utiliza un enfoque híbrido que combina aspectos del método directo e indirecto. Al igual que el método indirecto, el componente a estudiar se aísla del banco de ensayos mediante una masa sísmica para evitar resonancias indeseadas; simultáneamente, se emplean sensores de fuerza, como en el método directo, para calcular de manera precisa la rigidez dinámica en un rango de 30 Hz a 3 kHz. Este rango de frecuencias es particularmente relevante en los vehículos eléctricos, ya que abarca las principales fuentes de vibración asociadas a sus motores y sistemas de transmisión.

A pesar de las ventajas que ofrecen los casquillos de caucho, el comportamiento de estos elementos a altas frecuencias presenta una complejidad considerable. En estas condiciones, la velocidad de propagación de ondas sinusoidales en el material se aproxima a la velocidad del sonido en el caucho, lo que puede dar lugar a la aparición de resonancias internas y una pérdida de eficacia en el aislamiento de vibraciones [8] [9]. Estas resonancias pueden comprometer el desempeño vibro-acústico general del vehículo y subrayan la importancia de un análisis exhaustivo del comportamiento dinámico de los casquillos en condiciones representativas de operación.

Este trabajo tiene como objetivo presentar un banco de pruebas especializado para caracterizar el comportamiento dinámico de soportes cilíndricos de caucho empleados en vehículos eléctricos en un rango de frecuencias de 30 a 3000 Hz.

2. Metodología

La norma UNE-EN ISO 10846 define dos métodos para caracterizar el comportamiento dinámico de casquillos elastoméricos: a) el método directo y b) el método indirecto. La elección entre uno y otro depende de varios factores. A continuación, se describen las características de ambos métodos:

- **Método directo:** consiste en la conexión directa del componente a ensayar con la estructura del banco de ensayos. Este enfoque es adecuado para el análisis en bajas y medias frecuencias, ya que en altas frecuencias pueden producirse resonancias en los elementos del banco de ensayos, lo que podría alterar la respuesta dinámica del componente bajo estudio y comprometer la validez de los resultados.

Este método emplea sensores de fuerza acoplados directamente al elemento a caracterizar, lo que, en combinación con mediciones de acelerómetros, permite la obtención directa de parámetros como la rigidez dinámica, el coeficiente de pérdidas y las fuerzas transmitidas, sin necesidad de recurrir a cálculos indirectos. Sin embargo, su aplicación a altas frecuencias es limitada debido a la posible aparición de resonancias en los propios sensores de fuerza, lo que podría afectar la fiabilidad de las mediciones.

- **Método indirecto:** se basa en la medición de la transmisión de vibraciones en puntos del sistema que no están en contacto directo con el elemento aislante, empleando acelerómetros. A partir de estas mediciones, se calcula la fuerza transmitida al sistema. Para garantizar la precisión de los resultados, los acelerómetros

se ubican en proximidad a una masa sísmica que actúa como un punto de referencia estable, minimizando la influencia de interferencias externas. Debido a su elevada inercia, la masa sísmica permite desacoplar las vibraciones del casquillo, asegurando que las mediciones reflejen con mayor fidelidad la respuesta dinámica del sistema.

El banco de ensayos descrito en este estudio y representado en la Figura 1 combina los principios del método directo e indirecto. Para minimizar la transmisión de altas frecuencias al casquillo de caucho a través de la estructura del banco de ensayos, se incorpora una masa sísmica que actúa como un elemento de desacoplo. Asimismo, se emplean sensores de fuerza acoplados a la masa sísmica, lo que permite que las mediciones obtenidas representen exclusivamente las fuerzas aplicadas a la probeta de caucho, evitando la influencia de la estructura del banco de ensayos en los resultados. Esta configuración garantiza una caracterización más precisa del comportamiento dinámico del sistema analizado.

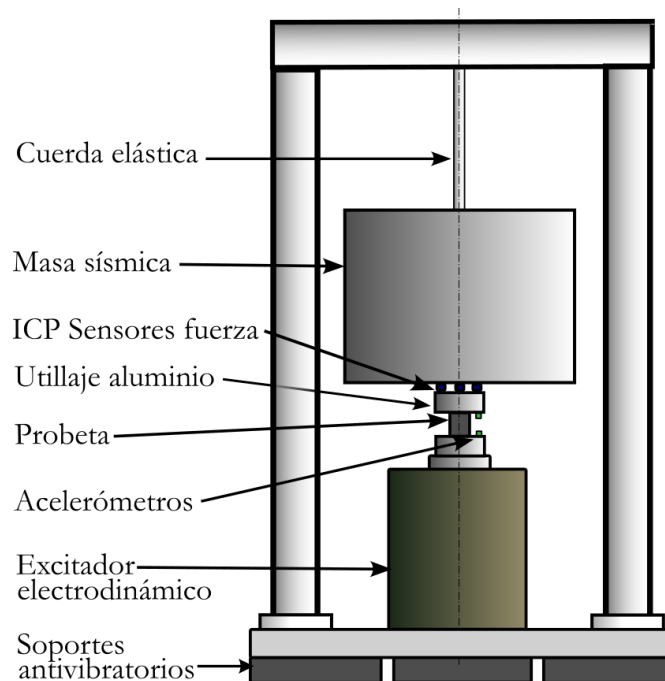


Figura 1: Esquema del banco de ensayos.

A continuación, se describe cada uno de los componentes del banco de ensayos de la Figura 1. Empezando por abajo el banco de pruebas se apoya en cuatro soportes anti-vibratorios para aislar el sistema de las vibraciones externa y proporcionar una plataforma estable. La excitación se aplica a través de un excitador electrodinámico de baja carga modelo Dewesoft DSPM-100, que impone un desplazamiento armónico a la muestra de caucho. Se utiliza un utillaje de aluminio para conectar el excitador con el casquillo de caucho. Dicho excitador proporciona una fuerza sinusoidal máxima de 100N en un intervalo de 0 a 7,5kHz. Se controla mediante un controlador de señal que garantiza una frecuencia y amplitud de excitación precisas. En la parte superior, la masa sísmica de 32 kg está suspendida del bastidor mediante una cuerda elástica. La resonancia de cuerpo sólido de la masa sísmica se sitúa en torno a los 15 Hz y la frecuencia a la que se comporta como un sólido deformable es superior a 5 kHz. Por lo tanto, ambas resonancias están fuera del rango de medición.

Para medir las vibraciones se utilizan dos acelerómetros piezoeléctricos (HBK Brüel & Kjaer 4507): uno se coloca en el utillaje que conecta el excitador electromagnético con la probeta de caucho y el otro se fija al utillaje unido a la masa sísmica. Estos sensores tienen una alta sensibilidad y son capaces de captar desplazamiento a frecuencias muy superiores a 1 kHz. El acelerómetro conectado al excitador tiene una sensibilidad de 97 mVg^{-1} y el conectado a la masa sísmica tiene una sensibilidad de 480 mVg^{-1} . Además, tres anillos de fuerza ICP de cuarzo, modelo 201B04, se colocan junto a la masa sísmica para medir la fuerza dinámica transmitida a través del componente de caucho hasta la masa sísmica, tal y como se puede ver en la Figura 2. La fuerza total es la suma de la lectura de los tres sensores de fuerza. A continuación, se utiliza una tarjeta de adquisición de datos DAQ-6024E para interactuar con el software de procesamiento de señales LabVIEW que permite la adquisición y análisis de datos en tiempo real durante las pruebas. Este sistema integrado garantiza una medición fiable y una caracterización precisa de comportamiento dinámico de la muestra en un rango de frecuencias de 30 a 3300Hz.

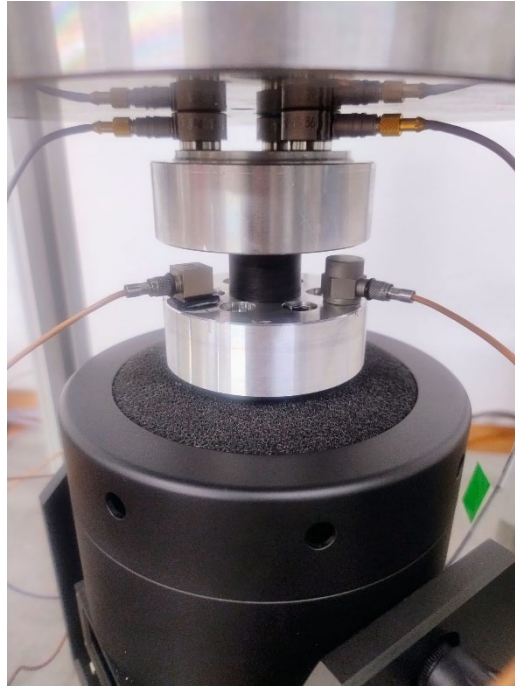


Figura 2: Foto de detalle del banco de ensayos.

Para estudiar el comportamiento del soporte de caucho a altas frecuencias se estudia su impedancia mecánica, que es la relación entre la fuerza que recibe el componente de caucho y el desplazamiento resultante. De esta manera estudiaremos como responde el casquillo a una fuerza oscilante en función de su masa, rigidez y amortiguamiento. La fuerza aplicada al soporte de caucho es la que miden los sensores de fuerza ICP y el desplazamiento relativo entre los extremos del soporte se obtiene a partir de la lectura de los acelerómetros. Se repiten los ensayos para un rango de frecuencias de excitación de 30 Hz a 3,3kHz para poder definir la impedancia mecánica del casquillo en todo ese rango.

3. Resultados experimentales

Se caracteriza experimentalmente el comportamiento dinámico de un soporte de caucho de longitud 20mm y diámetro 25mm en un rango de frecuencias de 30 Hz a 3kHz. Para ello, se aplica una excitación armónica controlada para diferentes frecuencias de excitación y se lee la fuerza que atraviesa el casquillo a partir de los sensores de fuerza. Y a partir de la doble integración de las señales en el tiempo que emiten los acelerómetros se obtiene el desplazamiento relativo en el casquillo. La relación entre la fuerza y el desplazamiento relativa representa la impedancia mecánica del casquillo. La Figura 3 representa la evolución del módulo de la impedancia mecánica versus frecuencia de excitación en un intervalo de 30 Hz a 3,3 kHz.

A bajas y medias frecuencias se podría considerar que el camino de la carga desde el excitador hasta la masa sísmica se puede reducir a un sistema de un grado de libertad. Dado que la masa sísmica tiene una gran inercia su movimiento será mucho más lento que el del utillaje de aluminio unido al excitador y por lo tanto la masa sísmica se puede considerar como un punto fijo. Por lo tanto, a bajas frecuencias, la mayor parte de la carga se emplea en vencer la inercia del utillaje que está unido al excitador y se considera al casquillo de caucho como un simple muelle que almacena y libera energía elástica. Además, la carga pasa parcialmente a través del muelle, pero no se transfiere significativamente a la masa sísmica debido a su gran inercia.

Sin embargo, en los resultados experimentales se observa que, a altas frecuencias de excitación, el soporte de caucho deja de comportarse como un simple muelle y empieza a comportarse como un medio continuo, de manera que incluso, el propio soporte de caucho, entra en resonancia si la frecuencia de excitación se iguala a la primera frecuencia natural del casquillo, momento en el que parte de la fuerza de excitación se transfiere al casquillo en forma de energía cinética, elástica y disipativa.

A continuación, se analiza con detalle la evolución del módulo de la impedancia mecánica entre fuerza y desplazamiento frente a la frecuencia de excitación.

La Figura 3 representa la evolución del módulo de la impedancia mecánica con la frecuencia hasta lo 3000Hz.

- A bajas frecuencias, de 30 a 1000Hz, los efectos inerciales del casquillo de caucho son despreciables frente a los términos de rigidez y amortiguamiento. Como resultado, la tendencia de la relación fuerza-deformación se aproxima mucho a la rigidez dinámica de un casquillo empleado en un motor de

combustión y caracterizado hasta 200-300Hz. Tanto módulo como factor de pérdidas aumentan de manera proporcional con la frecuencia de excitación.

- Más allá de 1000Hz, la respuesta del casquillo de caucho se vuelve más compleja y se desvía de la tendencia lineal que había a bajas frecuencias.
- Durante la resonancia, la inercia y la elasticidad del sistema están acopladas, de manera que el sistema resiste de manera máxima las deformaciones, lo que lleva a una impedancia máxima. En este caso la frecuencia de resonancia se produce en torno a 2500Hz y 2600Hz.
- Después de la resonancia el término inercial tiende a dominar, sin embargo, la impedancia no aumenta indefinidamente después de la resonancia porque el amortiguamiento viscoso comienza a disipar más energía.

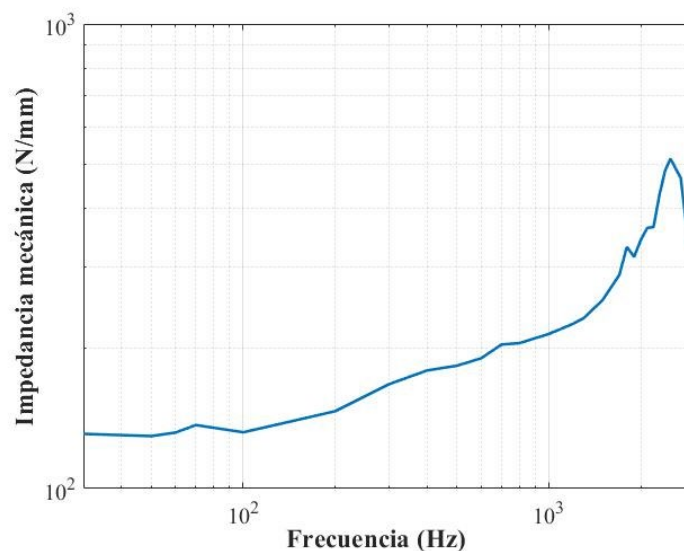


Figura 3: Módulo de la impedancia mecánica versus frecuencia de excitación en un rango de 30 a 3000 Hz.

Se observa que a bajas y medias frecuencias la impedancia mecánica del soporte de caucho se asemeja a la rigidez dinámica de un muelle viscoelástico que varía linealmente con la frecuencia de excitación, es decir, las deformaciones son dominadas por la rigidez y el amortiguamiento longitudinal. Sin embargo, a altas frecuencias los modos internos asociados con las propiedades físicas del caucho y su geometría se vuelven relevantes. La aparición de los modos internos del casquillo indica que diferentes partes del casquillo vibran de manera diferente y que, por lo tanto, sólo una fracción de la masa del casquillo contribuye al movimiento asociado a esa frecuencia de resonancia. Esta fracción de masa efectiva es mucho menor que la masa total del casquillo por lo que la frecuencia natural observada es mucho mayor que la que se obtendría usando la masa total del casquillo.

4. Validación por elementos finitos

Para comprobar si la frecuencia de 2500Hz obtenida experimentalmente coincide con una frecuencia de resonancia del componente de caucho se lleva a cabo una validación mediante un modelo de elementos finitos en Ansys. Tal y como se ha comentado anteriormente, a altas frecuencias los modos internos asociados con las propiedades físicas del caucho y su geometría se vuelven relevantes. Y para poder capturar estos modos internos es preciso modelos continuos de ecuaciones de ondas o elementos finitos.

El análisis armónico realizado sobre el casquillo de caucho opera en el dominio de la frecuencia, centrándose en las respuestas en estado estacionario frente a excitaciones sinusoidales en un rango amplio de frecuencias, y proporciona la respuesta en frecuencia de varias propiedades como desplazamiento, velocidad, fuerza de reacción, etc. Este método es particularmente efectivo para identificar las frecuencias de resonancia del soporte de caucho y sus formas modales. Las simulaciones se realizan utilizando un modelo axisimétrico como el de la Figura 4 que comprende el soporte de caucho y los dos utillajes de aluminio. Como condiciones de contorno se limita el desplazamiento en la dirección longitudinal de la parte superior del utillaje sobre el componente de caucho, mientras que se aplica una fuerza armónica en la parte inferior del utillaje de aluminio que está unido al excitador electromagnético.

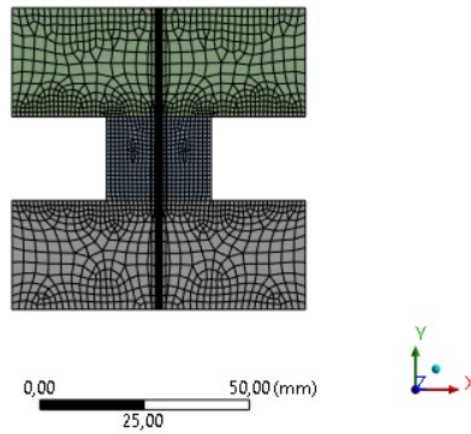


Figura 4: Modelo de elementos finitos para el análisis armónico en Ansys.

El modelo asume que los materiales se comportan como elásticos lineales y se definen por su módulo de Young, su densidad y su coeficiente de Poisson. Las propiedades correspondientes al aluminio se obtienen de la base de datos de materiales estándar proporcionada por Ansys: $E_{\text{alu}} = 71 \text{ GPa}$ y $\rho_{\text{alu}} = 2770 \text{ kgm}^{-3}$ y $\nu_{\text{alu}} = 0,33$. En el caso del caucho, el material se define con una densidad medida experimentalmente de $\rho_{\text{rubber}} = 1150 \text{ kgm}^{-3}$ y se emplea un coeficiente de Poisson de $\nu_{\text{rubber}} = 0,4$.

Para determinar el módulo de Young del caucho se acude a la impedancia mecánica experimental de la Figura 3 medida en el banco de pruebas. Se observa que en el rango de 100 a 1300 Hz la relación fuerza-deformación se aproxima mucho a la rigidez dinámica del casquillo, ya que en ese rango los efectos inerciales del casquillo son despreciables. Por lo tanto, el módulo de Young complejo del caucho E_{rubber}^* se puede obtener a partir de la rigidez dinámica del casquillo K_{axial}^* mediante la ecuación:

$$E_{\text{rubber}}^* = \frac{K_{\text{axial}}^* L}{A} \quad (1)$$

siendo L la longitud del casquillo ensayado que corresponde a 20 mm y A es el área de la sección que se calcula a partir del diámetro del casquillo que es igual a 25 mm. La Figura 5 muestra en negro el módulo complejo obtenido experimentalmente en un rango de 100 a 1300 Hz y en azul la extrapolación hasta 3000 Hz con los puntos obtenidos a partir de la curva potencial que mejor ajusta los valores experimentales hasta 1300 Hz. Esta curva de extrapolación coincide con la tendencia potencial de los materiales viscoelásticos a bajas y medias frecuencias y que se simula mediante derivadas fraccionales [10].

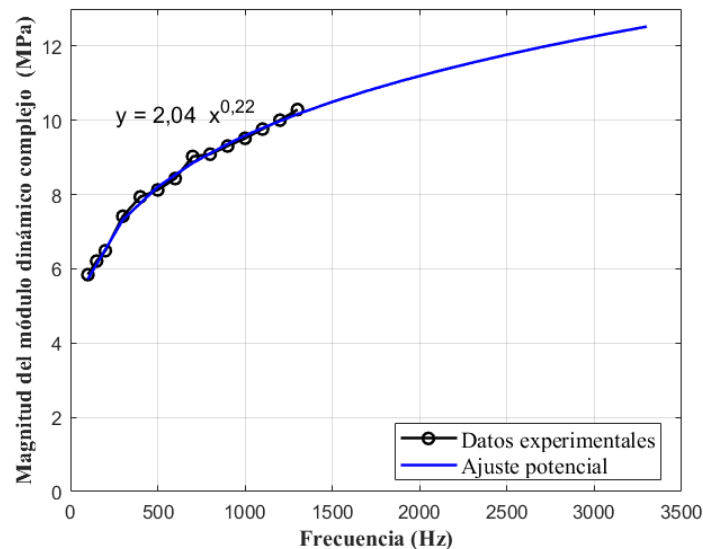


Figura 5: Módulo de la impedancia mecánica versus frecuencia de excitación en un rango de 30 a 3300 Hz.

A la frecuencia de 2500 Hz, en la que se produce la resonancia, la magnitud del módulo dinámico complejo adquiere un valor de 11,7 MPa. Por lo tanto, se introduce este valor en el modelo de elementos finitos de Ansys y se lleva a cabo un análisis armónico en un rango de frecuencias de 500 a 4000 Hz.

En la Figura 6, se observa que, al realizar el cálculo armónico, la respuesta en frecuencia de la fuerza de reacción, presenta un pico en un valor próximo a 2500 Hz, que coincide con el valor que obteníamos experimentalmente. Por lo tanto, se demuestra que la primera frecuencia de resonancia se encuentra en torno a 2500 Hz y, por lo tanto, se ha validado el ensayo.

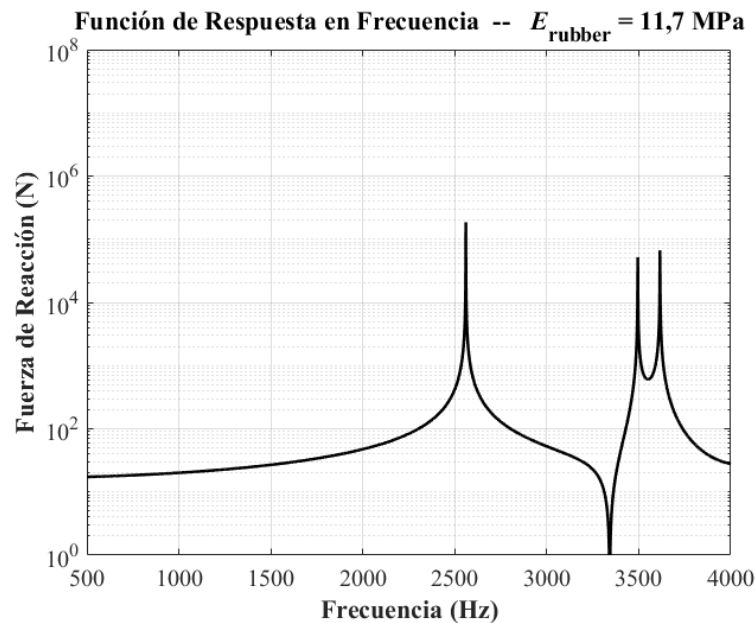


Figura 6: Respuesta en frecuencia de la fuerza de reacción del sistema incluyendo un módulo de Young del caucho igual a $E_{\text{rubber}}=11,7 \text{ MPa}$.

5. Conclusiones

Se presenta una nueva metodología para caracterizar el comportamiento dinámico de los soportes de caucho en una gama de frecuencias de hasta 3000 Hz que se basa en las recomendaciones de la norma técnica UNE-EN ISO10846. La eficacia del banco de pruebas se atribuye a su capacidad para aislar el soporte de caucho de la estructura circundante, eliminando así la interferencia entre el comportamiento intrínseco del soporte y las vibraciones externas, incluidas las procedentes del propio banco de pruebas. Este método permite medir la impedancia mecánica del soporte de caucho en una gama de frecuencias de 30 a 3000 Hz. A frecuencias más altas, el comportamiento observado diverge del de frecuencias más bajas, revelando picos de impedancia atribuidos a la resonancia intrínseca del soporte de caucho, como se confirma mediante los análisis de elementos finitos llevados a cabo.

6. Referencias

- [1] De Walque C., Jamaluddin R. “Vibro-acoustic study of a full vehicle excited by an electric motor: structure-borne and air-borne noise comparison”, *SAE technical paper series* (2023).
- [2] Deng W., Zuo S. “Electromagnetic vibration and noise of the permanent-magnet synchronous motors for electric vehicles: An overview”, *IEEE Transactions on Transportation*, vol.5 (2) (2018).
- [3] Fang Y., Zhang T. “Vibroacoustic characterization of a permanent magnet synchronous motor powertrain for electric vehicles”, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 33(1) (2018).
- [4] Lewitzke C., Lee P. “Application of elastomeric components for noise and vibration isolation in the automotive industry”, *SAE Technical Paper 2001*.
- [5] Soleimanian S., Petrone G., Franco F., De Rosa S. “Semi-active vibro-acoustic control of vehicle transmission systems using a metal rubber-based isolator”, *Applied Acoustics*, vol. 217 (2024).
- [6] Li X. “Optimal design of low frequency rubber vibration isolator”, *Journal of Physics: Conference Series* 2798 (2024).
- [7] UNE-EN ISO 10846: 2008, “Acústica y vibraciones. Medición en laboratorio de las propiedades de transferencia vibroacústica de elementos elásticos”.
- [8] Coja M., Kari L. “Using waveguides to model the dynamic stiffness of pre-compressed natural rubber vibration isolators”. *Polymers*, vol. 13 (2021).

- [9] Lion A., Juhlitz M. “A mechanical model to describe the vibroacoustic behaviour of elastomeric engine mounts for electric vehicles”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 144 (2020).
- [10] Calaf-Chica J., Cea-González V., García-Tárrago M.J., Gómez-Gil F.J. “Fractional viscoelastic models for the estimation of the frequency response of rubber bushings based on relaxation tests”. *Results in Engineering*, vol. 20 (2023).