

Caracterización vibroacústica de ruedas no neumáticas



Enrique Rincón-Carrero¹, Pedro Poveda-Martínez¹, Enrique G Segovia-Eulogio²

¹ Departamento de Física, Ingeniería de sistemas y Teoría de la señal, Universidad de Alicante, Ctra. San Vicente del Raspeig S/N, Alicante, C.P.: 03690, España. Teléfono: 649744431. e-mail: erc48@alu.ua.es; pedro.poveda@ua.

² Departamento de Ingeniería Civil, Universidad de Alicante, Ctra. San Vicente del Raspeig S/N, Alicante, C.P.: 03690, España. e-mail: enrique.gonzalo@ua.es

PACS: 43.40

Resumen

Los estudios realizados sobre ruedas suelen tener en cuenta muestras de grandes dimensiones: ruedas de coches (neumáticas) o trenes (no neumáticas). No obstante, con relación a estructuras más reducidas no existen demasiados estudios. En el presente trabajo se propone una metodología experimental no destructiva y de bajo presupuesto para la caracterización de ruedas no neumáticas empleadas habitualmente en patines y patinetes. Estos elementos son de tamaño reducido y por norma general se encuentran compuestos por elastómeros como el poliuretano, lo que les confiere un comportamiento hiperelástico. Mediante el uso de instrumental de reducido tamaño, diseñado y fabricado a medida, se logra excitar la estructura de forma impulsiva. A partir de la respuesta del sistema, obtenida a partir de un micrófono de medida, se realiza un análisis modal operacional de la estructura.

La repetición sistemática de medidas en campo cercano, en un plano paralelo a la superficie de la muestra, permite la identificación de las formas modales del sistema sin afectar al comportamiento del mismo. A partir de los resultados, se lleva a cabo el ajuste de un modelo numérico en FEM con el fin de establecer las propiedades mecánicas aparentes de cada uno de los componentes principales de la rueda.

Palabras clave: Vibración, Rueda, Análisis modal, Optimización, FEM.

Abstract

The studies about wheels only take in account the samples of big size: car (pneumatic - wheel) or train (non - pneumatic - wheel). However, there is a lack of effort about small structure in this field. In this work is proposed an experimental, low-cost methodology for the characterization of non-pneumactical wheels of small size, typical of roller-skates. Which are usually composed by hyperelastic polymers as PU (Polyurethane). By using a set of small-size 3D printed tools it could be done an impulsive excitation over the structure for an OMA (Operational Modal Analysis) study of the structure.

The systematic near-field measurements in a plane parallel to the wheel can be used to reconstruct and identify the different vibration modes of the structure. Finally, the results have been used to fit a numerical method has been in FEM, with the aim of obtain the apparent physical properties of the different elements of the wheel.

Keywords: Vibration, Wheel, Modal Analysis, Optimization, FEM.

1. Introducción y planteamiento

El estudio de la dinámica estructural es esencial para comprender y evaluar el desempeño de cualquier producto de ingeniería. El análisis modal provee una descripción certera del comportamiento de las estructuras, permitiendo la evaluación de éstas frente a sus especificaciones de

diseño, así como la posibilidad de generación de herramientas de predicción y optimización, tanto analítica como numérica, de gran importancia en la industria.

Por esto, los métodos de análisis modal han sido aplicados en la caracterización de ruedas tanto neumáticas como no neumáticas en la industria automovilística y fe-

rroviaria, respectivamente. Para la caracterización de las muestras, diversos autores aplicaron varias técnicas de medida y montajes experimentales. Las técnicas de medida más comunes recurren al uso de ruedas estáticas sometidas a diferentes tipos de condiciones de contorno, recogidas en [1, 2, 3, 4, 5]; excitando al sistema mediante un martillo de impactos, se observa una clara preferencia por el establecimiento de unas condiciones de contorno lo más libres posible, con el uso de gomas elásticas para garantizar esta condición. De igual forma, se encuentran ensayos de excitación mediante un *shaker* electrodinámico como se expone en el trabajo realizado por G. Rocca, et al. [6]. Adicionalmente, se observan ensayos que caracterizan la rueda en giro, mediante una excitación con muesca o taco, los cuales quedan patentes en los esfuerzos observados en el trabajo de P. Kindt, et al. [7]. Para la captación de la respuesta de la muestra son utilizados normalmente acelerómetros embebidos o pegados [1, 2, 3, 4, 5, 6] e incluso vibrómetros laser de efecto Doppler [6, 7] que permiten la adquisición sin contacto de la señal.

El muestro de las señales a lo largo de la estructura es igualmente común en los estudios referenciados, con el fin de poder reconstruir y analizar las distintas formas modales, para el posterior ajuste de modelos numéricos, incluidos en los trabajos realizados por Y. Guan, et al, [2, 3, 4, 5, 6]. No obstante, es habitual realizar medidas en un único punto para evaluar el comportamiento de general de una estructura, buscando principalmente los modos de máxima masa movilizada y atendiendo a los nodos de vibración esperables en función de la geometría de la estructura como se aplica a muestras de reducidas dimensiones, tanto por M. Gopala, et al. [8], como en el estándar de evaluación ASTM E 1876 – 01 [9]; en ambos casos se observa un método de captación de la señal no intrusivo más accesible que un vibrómetro laser, un micrófono sensitivo, el cual no daña la estructura ni añade masa sobre esta, como sí lo haría un acelerómetro convencional.

A la vista de los trabajos realizados sobre las ruedas de transporte convencional, a los que se suma el creciente uso de métodos de transporte alternativo, tras las restricciones aplicadas en algunos núcleos urbanos como consecuencia de los tratados de Kioto y París, así como la preferencia de los métodos de transporte unipersonales para los desplazamientos urbanos en la situación extraordinaria causada por el COVID – 19, genera un interés especial aumentar la comodidad y la seguridad en estos medios, donde se incluyen los patines y sus componentes.

Este trabajo presenta una adaptación de los métodos de caracterización vibroacústica de ruedas de coches o

trenes, anteriormente introducidos, aplicados a ruedas típicas de patines o patinetes, aplicando una metodología de bajo presupuesto, no destructiva ni intrusiva. Para esta caracterización de las muestras se llevarán a cabo dos ensayos bajos unas condiciones de contorno pseudo-libres. El primero de estos ensayos radica en la captación de la señal en un único punto para la directa comparativa de su respuesta; se aplica una metodología muy similar a la presentada en el Anexo A de la norma ASTM E 1876 – 01 [9]. Por otro lado, se planteó una metodología que realiza un muestreo suficiente de la superficie perpendicular a la muestra para la correcta identificación de las formas modales presentes en la rueda el cual puede ser utilizado para un ajuste posterior en FEM.

Ambas metodologías fueron finalmente utilizadas para el ajuste de un modelo de elementos finitos en ANSYS®, el cual podría ser utilizado en trabajos futuros para la optimización y diseño de nuevos productos en la industria.

2. Materiales y métodos

En este apartado se describen las estructuras bajo estudio, así como el procedimiento seguido durante el mismo.

2.1. Descripción de las muestras sujetas a estudio

Las muestras sujetas a estudio son ruedas de poliuretano de alta densidad (PU) de la marca *UnderCover - Wheels* destinadas al patinaje recreativo o *freestyle*. Las estructuras están compuestas por dos componentes: una goma exterior PU que lidia con la abrasión del suelo y ofrece comodidad al usuario, con un diámetro exterior de 80 mm, y un núcleo embebido en la goma que se encarga de rigidizar la estructura y alojar los rodamientos, compuesto de un material similar a la goma exterior y que presenta una serie de torpedos para garantizar la adecuada interacción entre ambos componentes. En la Figura 1 se observa una representación convenientemente acotada de la rueda sujeta a estudio donde son visibles ambos componentes.

2.2. Desarrollo del montaje experimental

En este apartado se detallan los dos métodos de medida realizados. En primer lugar, se explica el método de medida manual. Seguidamente, se explica el método de muestro automático.

2.2.1. Configuración de medida manual

La metodología de medición manual presenta como objetivo la caracterización y obtención de las primeras frecuencias de resonancia, en un único punto de media.

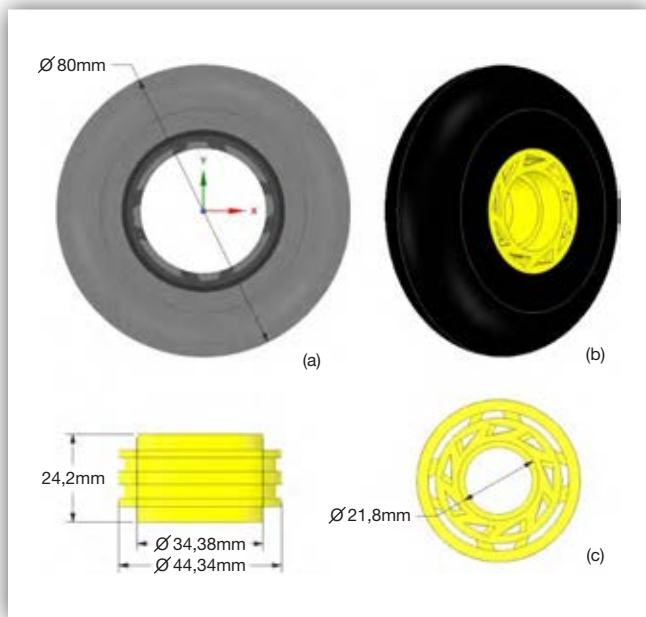


Figura 1. Estructura de una rueda - UnderCover - 80 mm: Goma de la rueda (a), Rueda completa en perspectiva (b), Núcleo rígido de la rueda (c).

Consiste en la suspensión de la muestra sobre dos gomas elásticas dispuestas en cruz, tal y como se observa en la Figura 2. Ambas gomas elásticas se sitúan en los dos nodos del primer modo de vibración asimétrico de la estructura. La muestra se excita a 45° de ambas gomas, haciendo uso de un martillo de impactos de dimensiones reducidas. El impacto tiene lugar en la intersección entre la goma y el núcleo de la rueda y se generaliza la técnica de medida a ruedas con distinto diámetro, se excita el modo de vibración deseado y se capta la señal mediante un micrófono a 90° del punto de impacto.

2.2.2. Configuración de medida automática

La metodología de medida automática presenta como objetivo la clara detección de las distintas formas modales presentes en la estructura, realizado mediante un muestreo en el plano paralelo a la misma para obtener únicamente sus modos asimétricos.

El montaje realizado parte del mismo principio que el manual (Figura 2) y está dispuesto en vertical, tal y como queda patente en la Figura 3. El motivo de suspender la muestra mediante 4 gomas elásticas dispuestas en cruz radica en la búsqueda de unas condiciones de contorno lo más libres posible.

El estudio de movilidad se realiza en 3 puntos de la estructura señalados en la Figura 3, comenzando por el mismo punto que utiliza el ensayo manual y alejándose en intervalos de 1 cm del núcleo lo que permite diferenciar en qué grado afectan cada uno de los componentes a cada modo de vibración.

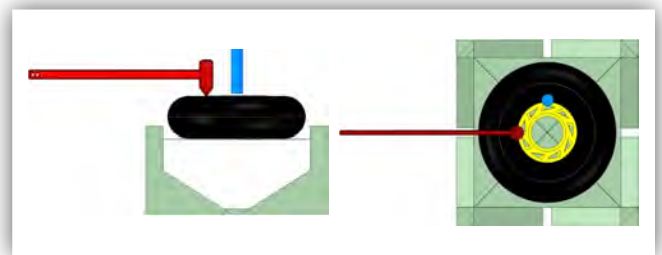


Figura 2. Esquema de montaje experimental - Configuración manual - Instrumental de impacto marcado en Rojo - Instrumental de medida marcado en Azul - Soporte de medida en verde y gomas elásticas representadas como líneas.

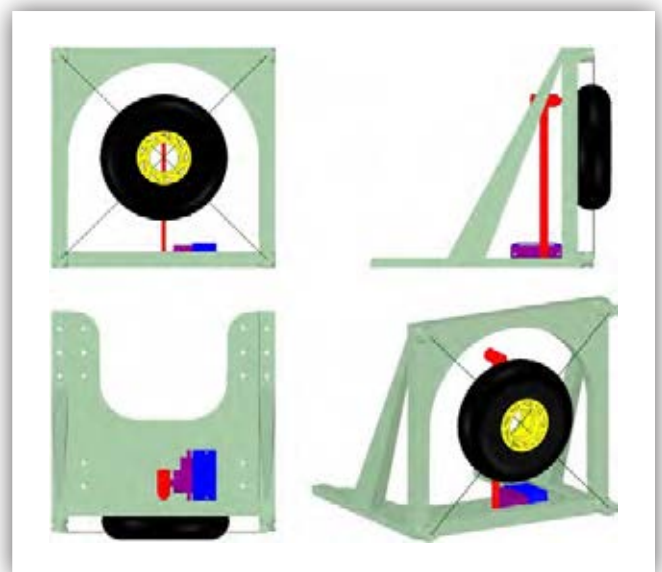


Figura 3. Configuración experimental - Diseño Conceptual - Final - 5 Vertical. Se muestra en rojo el martillo excitador, en violeta el servomotor SG-90 y en azul el soporte de anclaje del servomotor a la estructura.



Figura 4. Estudio de movilidad. Puntos de medida: Verde - Interior; Azul - Central; Rojo - Externo.

La muestra es excitada haciendo uso del mismo martillo de PLA utilizado en la metodología manual. Este martillo es solidario a un servomotor SG - 90, que golpea de manera periódica a la estructura, controlado por un microcontrolador Arduino UNO.

Para la captación de señales se programa un muestreo de 30x30 puntos, recorriendo una sección de 8x8 cm del plano paralelo a la muestra. Este plano se mide a una distancia de, aproximadamente, 1 mm del núcleo de la muestra. Cabe mencionar que la estructura sujeta a estudio, véase Figura 1, posee un perfil elíptico, lo que imposibilita el muestreo automático de todos los puntos a la misma distancia de la muestra mediante un robot de dos ejes. No obstante, esta aproximación resulta ser suficientemente aceptable como para identificar las formas modales.

Con el fin de poder reconstruir el mapa de presiones con la máxima limpieza posible, en cada punto de medida se realizan al menos 3 impactos, para su posterior promediado, con lo que se reduce la influencia de ruidos aleatorios dentro de la sala anecoica, entre los que cabe destacar el del propio servomotor.

2.3. Desarrollo del modelo numérico

Tras el desarrollo de las medidas experimentales, se plantea un modelo numérico en FEM mediante el uso del software comercial ANSYS®, el diseño de la estructura se realiza mediante SpaceClaim.

No obstante, al no poder caracterizar de manera fiable las propiedades elásticas de los materiales constitutivos de la rueda, se mide experimentalmente la densidad de diversas secciones de rueda para poder buscar propiedades en bases de datos sobre las que comenzar un proceso de optimización. Para ello se utilizan datos tanto de libros de materiales como de *Matweb* [10, 11]. Asimismo, se tiene conocimiento de que los materiales de la muestra son PU según el portal oficial del distribuidor [12]. Tras este proceso de obtención de características aparentes de los materiales, se realiza un estudio de movilidad que imita al realizado de manera experimental, y se compara directamente con estos datos.

2.3.1. Metodología de convergencia

El procedimiento de convergencia de los materiales consistirá en un proceso iterativo en ANSYS®.

En primer lugar, se definen en el software los rangos seleccionados para cada material. Seguidamente se asignan los materiales a la geometría, dando mayor importancia a la velocidad del cálculo frente a la precisión, con lo que se establece por tanto un mallado poco fino para garantizar unos tiempos de ajuste aceptables. A pesar de esto, se realizan algunas pruebas manuales, con el fin de reducir el rango de valores a iterar, y se fijan en el módulo de optimización como objetivo las 3 primeras frecuencias obtenidas de manera experimental. Debe tenerse en cuenta que las tres frecuencias fundamentales no coincidirán con los tres primeros modos proporcionados por el análisis experimental ya que, al ser un estudio

sobre unas condiciones de contorno F – F, se presentarán 6 modos de sólido rígido que deben ser descartados en el proceso. En adición a los modos de sólido rígido, debe tenerse precaución con los modos simétricos, los cuales no se contemplan en los objetivos marcados, ya que fueron medidos únicamente modos asimétricos de manera experimental. Todos estos motivos llevan a fijar como objetivos del ajuste los modos de vibración 7, 9 y 11 proporcionados por ANSYS.

2.3.2. Análisis armónico

Una vez finalizado el ajuste, y habiendo establecidos ciertos materiales aparentes, se configura un módulo de análisis armónico en el software de elementos finitos, con el fin de poder constatar las formas modales obtenidas de manera experimental y numérica.

Para la implementación de los diferentes tipos de excitación, se designan puntos de actuación sobre los nodos del mayado de la rueda, en posiciones similares a las comentadas experimentalmente en la Figura 4. La fuerza se establece en cada uno de los estudios como *nodal force* de 1 N transversal al plano de la rueda. En el modelo utilizado se ha hecho coincidir con el eje coordenado Z, donde la magnitud de la fuerza realizada carece de importancia mientras que se consiga la excitación de la muestra sin ser esta excesiva, ya que se cotejara la forma modal y cada frecuencia de resonancia.

3. Análisis y resultados

En este apartado se discute la validez de los resultados experimentales y numéricos, así como la comparativa directa de los mismos.

3.1. Respuesta en frecuencia

La rueda medida experimentalmente presenta tres primeros modos de vibración claros, como se observa en la Figura 5. Sus valores se recogen en la Tabla 1.

Además, se observa como el montaje manual proporciona un nivel de señal significativamente mayor que el que se obtiene mediante el golpeo mediante el servomotor, aunque el segundo modo de vibración queda atenuado de manera significativa en el punto de impacto interior. Por lo tanto, queda garantizado que podría realizarse el estudio de la primera resonancia tanto de manera manual como de manera automática. Además, se podría estudiar la tercera resonancia, mediante el punto de impacto interior, al presenta mayor nivel y estar disponible en todo tipo de ruedas.

En cuanto a los resultados obtenidos de manera numérica a partir del estudio de convergencia, se obtiene una desviación de los modos inferior al 10 % frente a los métodos experimentales; sus tres primeras frecuencias

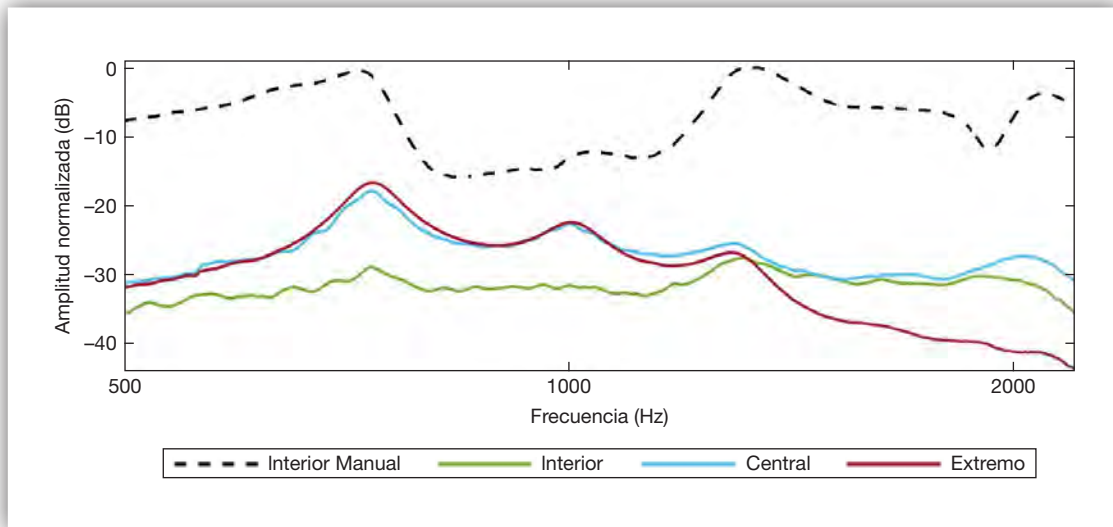


Figura 5. Espectro obtenido de manera experimental. Metodos: Manual y Automáticos.

se recogen en la Tabla 1. Esta desviación máxima resulta más que aceptable en el contexto de análisis modal en el que se encuentra este estudio.

Adicionalmente, se logran extraer las dos siguientes frecuencias fundamentales, también recogidas en la tabla anterior. Estas frecuencias fueron identificadas visualmente mediante la reconstrucción de formas modales que serán comentadas en el siguiente apartado.

3.2. Fomas modales: comparativa de resultados experimentales / numéricos

Se encuentran tabulados conjuntamente los resultados tanto de la reconstrucción de los mapas de presión obtenidos de manera experimental, como de las deformaciones calculadas mediante métodos de elementos finitos en las Tablas 2, 3 y 4, para las excitaciones interior, central y externo, detalladas en la Figura 4. Los resultados se encuentran ordenados en orden de frecuencia y convenientemente etiquetados en función de el / los mo-

dos de vibración que se producen a dicha frecuencia según la notación (n, s), siendo n el número de líneas nodales presentes en la estructura y s el número de circunferencias distintas al contorno que hacen las veces de nodo en la estructura. En el tercer y quinto modo de vibración puede observarse claramente como en la excitación interior (Tabla 2), el núcleo es excitado con un patrón modal diferente al mostrado que la goma que lo recubre, el cual puede observarse con mayor claridad en la Tabla 4. Además, de la comparativa directa entre la Tabla 2 y la Figura 5 se observa nuevamente tanto en el modelo numérico como en la reconstrucción experimental, la pérdida de amplitud con respecto al resto de modos, lo cual parece indicar que es un modo que excita exclusivamente a la goma y no al núcleo.

Las tablas 2, 3 y 4 muestran la correcta correlación entre los patrones modales numéricos y experimentales, lo que, valida completamente el modelo numérico desarrollado, y afianza los métodos de media desarrollados.

Tabla 1. Validación de las frecuencias de resonancia obtenidas: experimental / numérico.

Validación de Resultados			
Modo	Experimental	Numérico	Error (%)
(2,0)	737.56	725.87	1.59
(3,0)	1004.49	1103.80	9.89
(4,0) (0,0)	1290.17	1269.30	1.62
(4,0)	1597.49	1466.00	8.23
(5,0) (2,1)	1895.59	1855.60	2.11

Tabla 2. Comparativa de las formas modales obtenidas mediante métodos numéricos y experimentales – Estudio de movilidad: Interior.

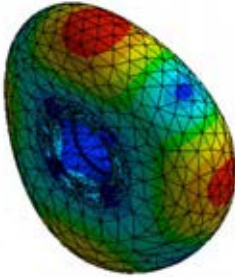
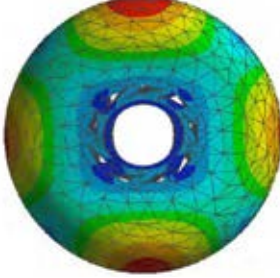
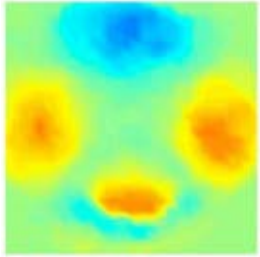
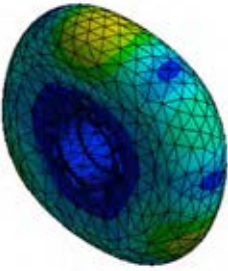
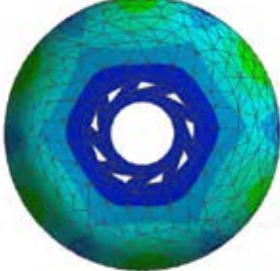
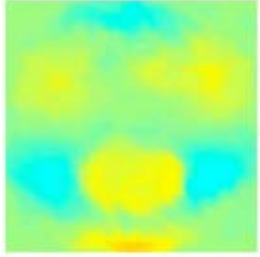
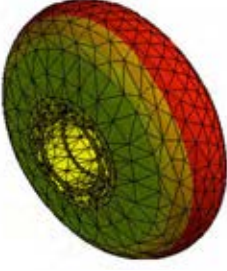
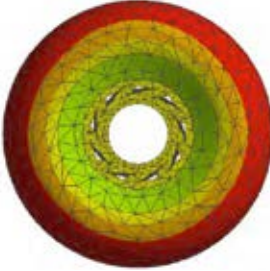
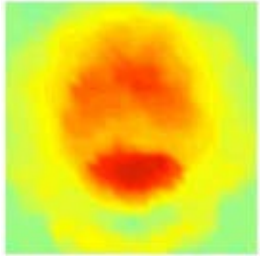
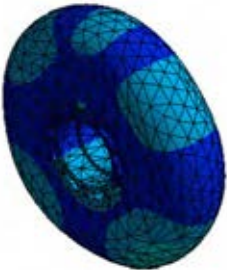

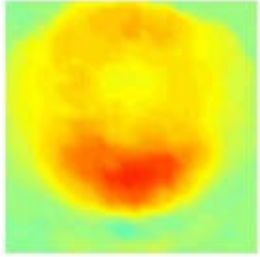
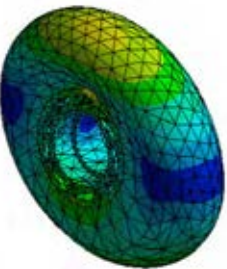
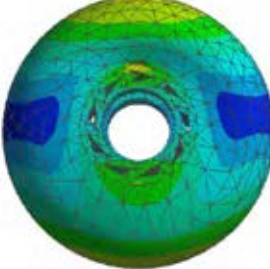
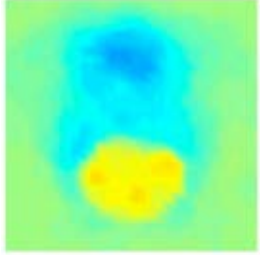
Estudio de Movilidad: Interior		
	Numérico	Experimental
(2,0)	<p>F: U1 - Interior Total Deformation Type: Total Deformation Frequency: 725, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>   <p>1,3997e-5 Max 1,2442e-5 1,0887e-5 9,3323e-6 7,7773e-6 6,2223e-6 4,6673e-6 3,1122e-6 1,5572e-6 2,217e-9 Min</p>	<p>Frecuencia : 735 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(3,0)	<p>F: U1 - Interior Total Deformation 2 Type: Total Deformation Frequency: 1103, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>   <p>2,9449e-6 Max 2,6178e-6 2,2906e-6 1,9635e-6 1,6364e-6 1,3092e-6 9,8208e-7 6,5494e-7 3,2779e-7 6,5193e-10 Min</p>	<p>Frecuencia : 1000 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(4,0) / (0,0)	<p>F: U1 - Interior Total Deformation 3 Type: Total Deformation Frequency: 1269, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>   <p>1,1632e-5 Max 1,0339e-5 9,0471e-6 7,7549e-6 6,4627e-6 5,1705e-6 3,8783e-6 2,5861e-6 1,2939e-6 1,66e-9 Min</p>	<p>Frecuencia : 1309 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(4,0)	<p>F: U1 - Interior Total Deformation 4 Type: Total Deformation Frequency: 1466, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>   <p>2,3105e-6 Max 2,054e-6 1,7976e-6 1,5411e-6 1,2846e-6 1,0281e-6 7,7168e-7 5,1521e-7 2,5874e-7 2,2675e-9 Min</p>	<p>Frecuencia : 1630 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(5,0) / (2,1)	<p>F: U1 - Interior Total Deformation 5 Type: Total Deformation Frequency: 1855, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>   <p>4,8149e-6 Max 4,2805e-6 3,746e-6 3,2116e-6 2,6771e-6 2,1427e-6 1,6082e-6 1,0738e-6 5,3934e-7 4,8869e-9 Min</p>	<p>Frecuencia : 2025 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>

Tabla 3. Comparativa de las formas modales obtenidas mediante métodos numéricos y experimentales – Estudio de movilidad: Central.

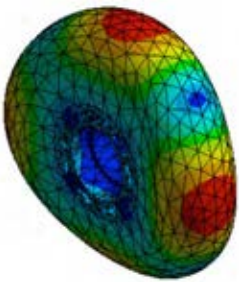
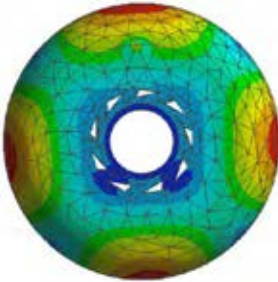
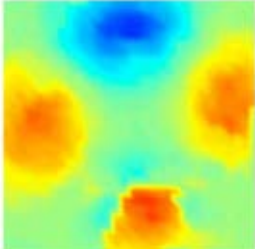
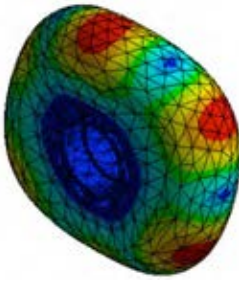
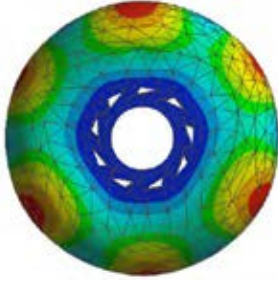
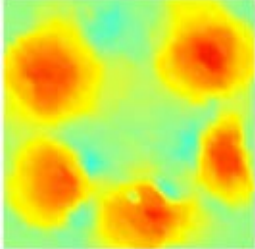
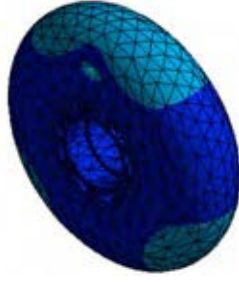
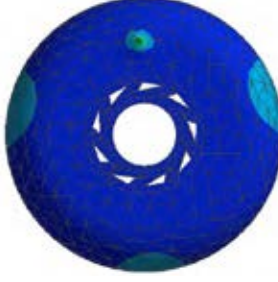
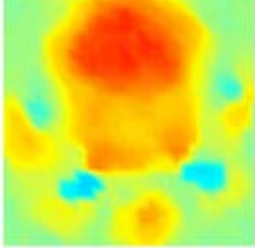
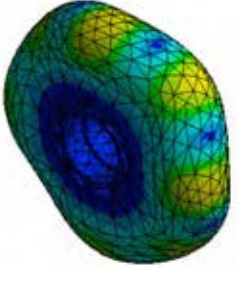
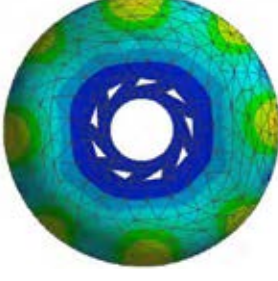
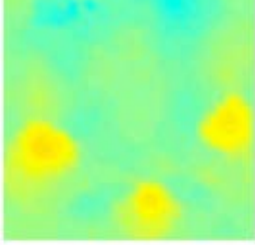
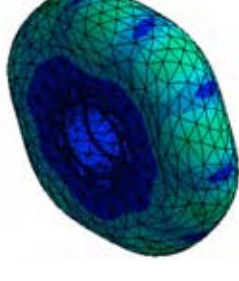
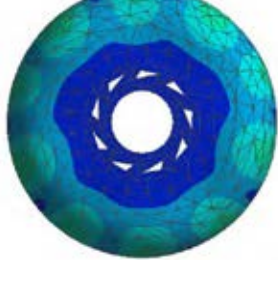
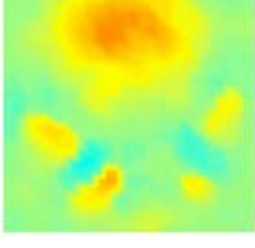
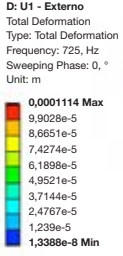
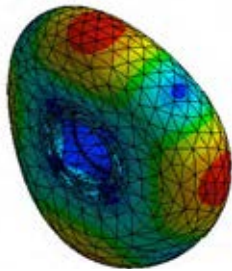
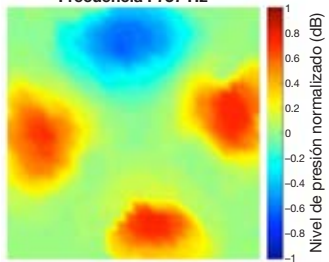
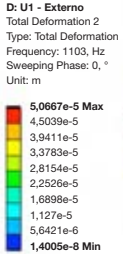
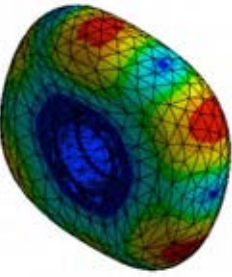
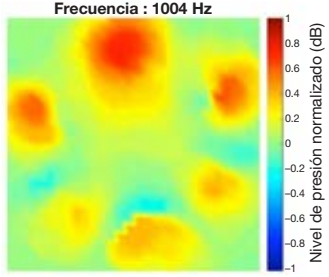
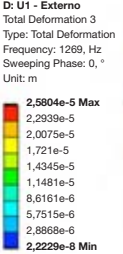
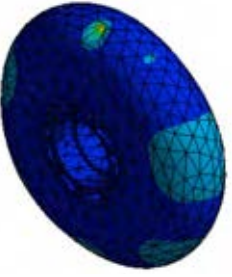
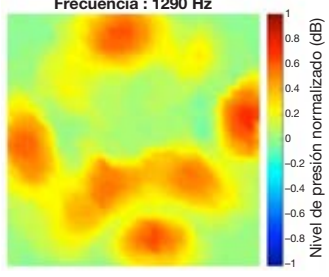
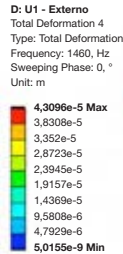
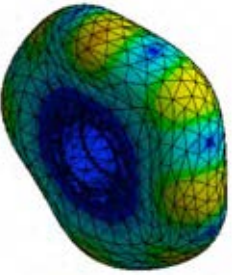
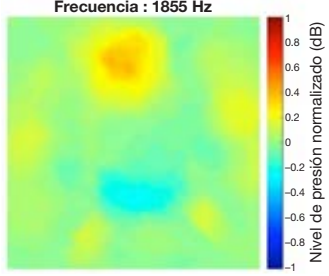
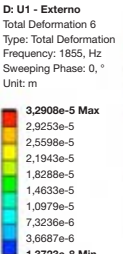
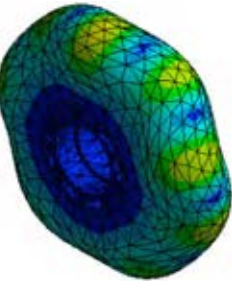
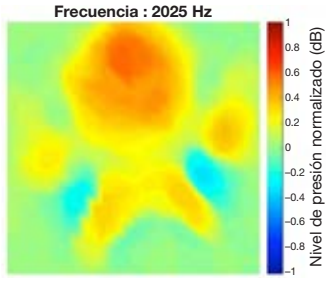
Estudio de Movilidad: Interior		
	Numérico	Experimental
(2,0)	<p>B: U1 - Central Total Deformation Type: Total Deformation Frequency: 725, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p> <p>6,032e-5 Max 5,3618e-5 4,6916e-5 4,0214e-5 3,3512e-5 2,681e-5 2,0109e-5 1,3407e-5 6,7049e-6 2,988e-9 Min</p>  	<p>Frecuencia : 733 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(3,0)	<p>B: U1 - Central Total Deformation 2 Type: Total Deformation Frequency: 1103, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p> <p>2,2995e-5 Max 2,0441e-5 1,7886e-5 1,5331e-5 1,2777e-5 1,0222e-5 7,6676e-6 5,113e-6 2,5584e-6 3,8034e-9 Min</p>  	<p>Frecuencia : 1002 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(4,0) / (0,0)	<p>B: U1 - Central Total Deformation 3 Type: Total Deformation Frequency: 1269, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p> <p>1,7592e-5 Max 1,5638e-5 1,3683e-5 1,1729e-5 9,7744e-6 7,8199e-6 5,8655e-6 3,911e-6 1,9566e-6 2,1238e-9 Min</p>  	<p>Frecuencia : 1290 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(4,0)	<p>B: U1 - Central Total Deformation 4 Type: Total Deformation Frequency: 1466, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p> <p>1,746e-5 Max 1,552e-5 1,358e-5 1,1641e-5 9,7008e-6 7,7611e-6 5,8214e-6 3,8816e-6 1,9419e-6 2,1393e-9 Min</p>  	<p>Frecuencia : 1616 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>
(5,0) / (2,1)	<p>B: U1 - Central Total Deformation 5 Type: Total Deformation Frequency: 1855, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p> <p>1,7809e-5 Max 1,5831e-5 1,3854e-5 1,1876e-5 9,8984e-6 7,9207e-6 5,9431e-6 3,9654e-6 1,9878e-6 1,0127e-8 Min</p>  	<p>Frecuencia : 2025 Hz</p>  <p>Nivel de presión normalizado (dB)</p>

Tabla 4. Comparativa de las formas modales obtenidas mediante métodos numéricos y experimentales – Estudio de movilidad: Externo.

Estudio de Movilidad: Interior		
	Numérico	Experimental
(2,0)	<p>D: U1 - Externo Total Deformation Type: Total Deformation Frequency: 725, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>  	<p>Frecuencia : 737 Hz</p> 
(3,0)	<p>D: U1 - Externo Total Deformation 2 Type: Total Deformation Frequency: 1103, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>  	<p>Frecuencia : 1004 Hz</p> 
(4,0) / (0,0)	<p>D: U1 - Externo Total Deformation 3 Type: Total Deformation Frequency: 1269, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>  	<p>Frecuencia : 1290 Hz</p> 
(4,0)	<p>D: U1 - Externo Total Deformation 4 Type: Total Deformation Frequency: 1460, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>  	<p>Frecuencia : 1855 Hz</p> 
(5,0) / (2,1)	<p>D: U1 - Externo Total Deformation 6 Type: Total Deformation Frequency: 1855, Hz Sweeping Phase: 0, ° Unit: m</p>  	<p>Frecuencia : 2025 Hz</p> 

4. Conclusiones

El trabajo realizado ha consistido en la caracterización de ruedas no neumáticas de pequeñas dimensiones, las cuales no se habían analizado mediante métodos vibroacústicos con anterioridad. La motivación principal del estudio ha sido el creciente uso de los medios de transporte alternativo, como los patines o patinetes. Para el estudio se plantea un análisis modal mediante métodos experimentales y numéricos.

Se consigue realizar el diseño de una metodología de caracterización experimental no destructiva ni intrusiva de ruedas no neumáticas, sencilla, eficaz y de bajo presupuesto. La cual logra establecer la rueda en unas condiciones de contorno pseudolibres, evitando posibles acoplos. Mediante esta configuración se logra la obtención precisa de las frecuencias fundamentales de las muestras. Asimismo, se logra modificar esta configuración para la obtención clara de las tres primeras formas modales del sistema, así como de varios modos algo más difusos.

Ambas metodologías experimentales quedan completamente validadas mediante un modelo FEM, el cual reproduce la experiencia experimental mediante un análisis armónico, con una desviación máxima de 9.89 %.

El modelo numérico no consigue únicamente afianzar los resultados experimentales, sino que también abre la posibilidad de realizar una optimización del modelo para generar nuevos productos de ingeniería con las características deseadas.

Agradecimientos

Se quiere mostrar agradecimiento a todos los integrantes del grupo de acústica aplicada de la Universidad de Alicante por el apoyo mostrado en el desarrollo del proyecto, así como a SlidelnLine S.L por la facilitación de las muestras necesarias para el estudio.

Referencias

- [1] M. Elgohary y H. Elgamal, «Modal Analysis on tire with respect to different parameters,» *AEJ - Alexandria Engineering Journal*, nº 56, pp. 345-357, 2017.
- [2] Y. Guan, G. Cheng, G. Zhao y H. Zhang, «Investigation of the vibration characteristics of radial tires

using experimental and numerical techniques,» *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 2011.

- [3] A. Mazraeh y M. Mahjoob, «Modal Analysis of a Non-rotating Inflated Tire using Experimental and Numerical Methods,» vol. 7, pp. 15-21, 2018.
- [4] C. Pierre-Emile, M. Pierre-Olivier y B. Estelle, «Experimental assessment of wheel/rail interaction force with rolling noise analysis,» de *Acoustics 2012*, Nantes, France, 2012.
- [5] X.-y. Lu, Z.-q. Lu y L.-z. Lin, «Numerical analysis and optimization of wheel vibrations and radiation noises of the high-speed train,» *Journal of Vibroengineering*, vol. 18, pp. 4002-4014, 2016.
- [6] G. Rocca, C. González Díaz, J. Middelberg, P. Kindt y B. Peeters, «Experimental characterization of the dynamic behaviour of tires in static and rolling conditions,» 2011.
- [7] P. Kindt, A. d. Carri, B. Peeters, H. Van der Auweraer, P. Sas, W. Desmet y T. Proulx, «Operational Modal Analysis of a rotating tyre subject to cleat excitation,» *Springer New York*, pp. 1501-1512, 2011.
- [8] M. Gopala Krishnamurthy, D. Dinakar, I. Chhabra, P. Kishore, N. Rao Pasalapudi y K. Das, «Frequency Measurement of Resonator for Vibrating Gyroscope,» de *Communication and Information Processing. Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol 478., Singapore, Springer, 2019, pp. 311-316.
- [9] ASTM E 1876 – 01, *Standard Test Method for Dynamic Young's Modulus, Shear Modulus, and Poisson's Ratio by Impulse Excitation of Vibration*, West Conshohocken, PA: www.astm.org, 2006.
- [10] Cambridge-University-Engineering-Department, *Materials Data Book*, Cambridge: Cambridge, 2003.
- [11] MatWeb, «MatWeb,» 1996-2020. [En línea]. Available: <http://www.matweb.com/>. [Último acceso: 23 03 2020].
- [12] UnderCoverWheels, «UnderCover-Wheels,» UnderCover, 2018. [En línea]. Available: <http://www.undercover-wheels.com/info>. [Último acceso: 23 03 2020].



decustik®

Paneles acústicos personalizados
la acústica sin límites