

TESIS DOCTORAL

Modelos numéricos de sistemas mecánicos
para la mejora de la detectabilidad sonora de
los vehículos silenciosos

Miguel Fabra Rodríguez

2023

DIRECTOR:
Ramón Peral Orts



UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

Programa de Doctorado en
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN



La presente Tesis Doctoral, titulada “*Modelos numéricos de sistemas mecánicos para la mejora de la detectabilidad sonora de los vehículos silenciosos*”, se presenta bajo la modalidad de **tesis por compendio** de las siguientes **publicaciones**:

- M. Fabra-Rodríguez, R. Peral-Orts, H. Campello-Vicente y N. Campillo-Davo, «Gear sound model for an approach of a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) to increase EV’s detectability» *Applied Acoustics*, vol. 184, p. 108345, 2021.
- M. Fabra-Rodríguez, R. Peral-Orts, D. Abellán-López, H. Campello-Vicente y N. Campillo-Davo, «Numerical sound prediction model to study tyre impact noise» *Applied Acoustics*, vol. 206, p. 109325, 2023.



El **Dr. D. Ramón Peral Orts**, Profesor Titular de Universidad del Área de Ingeniería Mecánica en el departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche, director de la Tesis Doctoral titulada “*Modelos numéricos de sistemas mecánicos para la mejora de la detectabilidad sonora de los vehículos silenciosos*”

INFORMA:

Que D. Miguel Fabra Rodríguez ha realizado el trabajo bajo mi supervisión, conforme a los términos y condiciones definidos en su Plan de Investigación y de acuerdo al Código de Buenas Prácticas de la Universidad Miguel Hernández de Elche, cumpliendo los objetivos previstos de forma satisfactoria para su defensa pública como Tesis Doctoral.

Lo que firmo para los efectos oportunos en Elche, abril de 2023.

Director de la tesis
Dr. D. Ramón Peral Orts



El **Dr. D. Óscar Reinoso García**, Catedrático de Universidad del Área de Ingeniería de Sistemas y Automática en el departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática de la Universidad Miguel Hernández de Elche, Coordinador del Programa de Doctorado en **Tecnologías Industriales y de Telecomunicación – TECNIT**

INFORMA:

Que D. Miguel Fabra Rodríguez ha realizado bajo la supervisión de nuestro Programa de Doctorado el trabajo titulado “*Modelos numéricos de sistemas mecánicos para la mejora de la detectabilidad sonora de los vehículos silenciosos*” conforme a los términos y condiciones definidos en su Plan de Investigación y de acuerdo al Código de Buenas Prácticas de la Universidad Miguel Hernández de Elche, cumpliendo los objetivos previstos de forma satisfactoria para su defensa pública como Tesis Doctoral.

Lo que firmo para los efectos oportunos en Elche, abril de 2023.

Prof. Dr. D. Óscar Reinoso García

Coordinador del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de
Telecomunicación – TECNIT

El trabajo realizado por D. Miguel Fabra Rodríguez para la realización de la presente Tesis Doctoral ha sido financiado por la Conselleria de Educación, Investigación, Cultura y Deporte de la Generalitat Valenciana a través del Programa I+D+i *Subvenciones para la contratación de personal investigador de carácter predoctoral ACIF-2019*, cofinanciado por el Fondo Social Europeo.

N.º de expediente **ACIF/2019/073**.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	1
ABSTRACT	3
1. INTRODUCCIÓN Y ESTADO DEL ARTE	5
1.1. ÁMBITO DE LA TESIS.....	5
1.2. SISTEMAS DE ALERTA ACÚSTICA DE VEHÍCULOS (AVAS)	7
1.2.1. <i>Normativa europea</i>	9
1.3. RUIDO DE RODADURA	10
1.3.1. <i>Mecanismos de generación</i>	11
1.3.2. <i>Métodos de ensayo</i>	14
1.4. MODELOS NUMÉRICOS FEM Y BEM.....	16
1.5. OBJETIVOS.....	18
2. SISTEMA DE ALERTA ACÚSTICA MECÁNICO	21
2.1. ENGRANAJES CILÍNDRICOS RECTOS	21
2.2. MODELO DE PREDICCIÓN SONORA	23
2.2.1. <i>Modelo dinámico</i>	23
2.2.2. <i>Modelo Acústico</i>	25
2.3. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL	28
2.3.1. <i>Montaje</i>	28
2.3.2. <i>Validación</i>	29
2.4. PROPUESTA DE MAVAS	32
2.5. CONCLUSIONES	35
3. IRREGULARIDADES SUPERFICIALES COMO ELEMENTOS REFLECTANTES.....	37
3.1. MODELO DE GENERACIÓN	37
3.1.1. <i>Emisión sonora del tráfico rodado según CNOSSOS</i>	37
3.1.2. <i>Adaptación</i>	39
3.2. MODELO DE PROPAGACIÓN	40
3.2.1. <i>Condiciones de contorno</i>	41
3.2.2. <i>Configuración</i>	42
3.3. SIMULACIONES	43
3.3.1. <i>Diferentes geometrías</i>	43
3.3.2. <i>Resaltos en serie</i>	45
3.4. CONCLUSIONES	46
4. MODELO SONORO DEL IMPACTO DE UN NEUMÁTICO CONTRA UN PLANO.....	47
4.1. PARAMETRIZACIÓN DEL NEUMÁTICO.....	47

4.2.	MODELO DINÁMICO FEM.....	50
4.2.1.	<i>Condiciones de contorno</i>	51
4.2.2.	<i>Propiedades de material</i>	52
4.2.3.	<i>Configuración del análisis</i>	53
4.3.	CONEXIÓN FEM-BEM	54
4.4.	MODELO DE PROPAGACIÓN BEM.....	54
4.4.1.	<i>Condiciones de contorno</i>	55
4.4.2.	<i>Configuración del análisis.</i>	56
4.5.	CONCLUSIONES.....	56
5.	ENSAYO DE CAÍDA LIBRE DE NEUMÁTICO.....	57
5.1.	DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL MONTAJE	57
5.1.1.	<i>Estructura para los micrófonos</i>	57
5.1.2.	<i>Grúa</i>	60
5.1.3.	<i>Neumático</i>	62
5.2.	INSTRUMENTACIÓN	62
5.2.1.	<i>Micrófonos</i>	62
5.2.2.	<i>Sistema de adquisición</i>	63
5.2.3.	<i>Calibración</i>	64
5.3.	ENSAYO	65
5.4.	VALIDACIÓN	67
5.4.1.	<i>Simulación</i>	67
5.4.2.	<i>Comparación</i>	69
5.5.	CONCLUSIONES.....	70
6.	MODELO SONORO DE CIRCULACIÓN SOBRE IRREGULARIDADES	71
6.1.	MODELO DINÁMICO FEM.....	71
6.1.1.	<i>Modelización de un cuarto de vehículo</i>	71
6.1.2.	<i>Condiciones de contorno</i>	73
6.1.3.	<i>Configuración de la simulación</i>	74
6.2.	MODELO DE PROPAGACIÓN BEM.....	74
6.2.1.	<i>Condiciones de contorno</i>	75
6.2.2.	<i>Postprocesado</i>	75
6.3.	EJEMPLOS DE APLICACIÓN.....	76
6.3.1.	<i>Bache</i>	76
6.3.2.	<i>Resalto</i>	78
6.3.3.	<i>Resultados de las simulaciones</i>	79
6.4.	CONCLUSIONES.....	79
7.	ENSAYO DE CIRCULACIÓN DE VEHÍCULO ELÉCTRICO SOBRE RESALTO... ..	81
7.1.	INSTRUMENTACIÓN Y EQUIPO	81
7.1.1.	<i>Cámara acústica</i>	82
7.1.2.	<i>Vehículo eléctrico</i>	83

7.1.3. <i>Resaltos</i>	83
7.2. ENSAYOS	84
7.2.1. <i>Registro y procesado</i>	85
7.2.2. <i>Resultados</i>	85
7.3. VALIDACIÓN	88
7.3.1. <i>Simulaciones</i>	88
7.3.2. <i>Comparación</i>	89
7.4. CONCLUSIONES	90
8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	91
8.1. CONCLUSIONES GENERALES	91
8.2. TRABAJOS FUTUROS	93
BIBLIOGRAFÍA	95
ANEXO 1. ARTÍCULOS	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de alerta acústica VSP de Nissan [22]	7
Figura 2. Contribución de las diferentes fuentes sonoras al ruido total del vehículo [35]	11
Figura 3. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. turbulencias y B. bombeo.....	12
Figura 4. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. resonancias de Helmholtz y B. resonancias de tubo.	13
Figura 5. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. por adhesión y deslizamiento y B. por adhesión y chasquido.	13
Figura 6. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. impacto y B. deformación.	14
Figura 7. Ensayo de neumáticos mediante Drum-Test.....	15
Figura 8. Parámetros geométricos de un par de engranajes.	22
Figura 9. Modelo dinámico de un par de engranajes.	23
Figura 10. Malla del modelo FEM del par de engranajes.	24
Figura 11. Salida del modelo dinámico del par de engranajes.	25
Figura 12. Sistema de coordenadas del modelo acústico de un par de engranajes.....	27
Figura 13. Salida del modelo acústico del par de engranajes.....	28
Figura 14. Montaje experimental del par de engranajes.	29
Figura 15. Espectro frecuencial de la señal simulada, ensayada y de fondo de la pareja de engranajes.....	31
Figura 16. Comparación en bandas de tercio de octava de la señal simulada y experimental.	32
Figura 17. Diseño de la propuesta de MAVAS.....	33
Figura 18. Análisis en tercios de octava de la configuración de MAVAS a 60 y 120 <i>rpm</i>	34
Figura 19. Localización de la fuente sonora puntual equivalente de un vehículo [52]	38
Figura 20. Condiciones de contorno del modelo de dispositivos acústicamente reflectantes.	41
Figura 21. Simulación de propagación acústica a 1000 <i>Hz</i>	42
Figura 22. Secciones elementos reflectantes.	43
Figura 23. Nivel de presión sonora para las simulaciones de reflexión con diferentes secciones. ..	44
Figura 24. Nivel de presión sonora para las simulaciones de reflexión con múltiples resaltos.	45
Figura 25. Sección transversal de un neumático radial [77].	48
Figura 26. Código métrico ISO para neumáticos.	48
Figura 27. Generación de la geometría del neumático.	49
Figura 28. Geometría mallada de tres tipos de neumáticos diferentes.	50
Figura 29. Condiciones de contorno del modelo dinámico de impacto contra una superficie plana.	52
Figura 30. Condiciones de contorno del modelo de propagación acústica del impacto contra una superficie plana.	55

Figura 31. Esquema del perfil curvado para la estructura de micrófonos.	58
Figura 32. Boceto de la estructura de micrófonos.	59
Figura 33. Base y casquillos impresos en 3D.	60
Figura 34. Grúa de taller MEGA 1T FC10.	61
Figura 35. Mecanismo de liberación.	61
Figura 36. Detalle del código del neumático de ensayo.	62
Figura 37. Sistema de adquisición.	63
Figura 38. Comprobación de fase en los micrófonos.	65
Figura 39. Montaje experimental para el ensayo de caída.	66
Figura 40. Presión sonora registrada por un micrófono durante el ensayo de caída.	66
Figura 41. Fases de la simulación dinámica del modelo FEM empleado para la validación.	67
Figura 42. Propagación sonora del modelo BEM empleado para la validación.	68
Figura 43. Gráficos polares comparativos del nivel sonoro entre ensayos y simulación de caída. ...	69
Figura 44. Espectros de frecuencia de la señal sonora experimental y simulada.	70
Figura 45. Modelos de un cuarto de vehículo: A. 2 GDL y B. Modelo Propuesto.	72
Figura 46. Condiciones de contorno del modelo dinámico de impacto contra irregularidades.	74
Figura 47. Condiciones de contorno del modelo acústico de impacto contra irregularidades.	75
Figura 48. Fotogramas de la simulación dinámica de la circulación sobre un bache.	76
Figura 49. Propagación sonora del impacto del neumático contra un bache.	77
Figura 50. Evaluación a diferentes distancias de la propagación sonora del impacto contra un bache.	77
Figura 51. Fotogramas de la simulación dinámica de la circulación sobre un resalto.	78
Figura 52. Propagación sonora del impacto del neumático contra un resalto.	78
Figura 53. Evaluación a diferentes distancias de la propagación sonora del impacto contra un resalto.	79
Figura 54. Equipo empleado en el ensayo de circulación.	81
Figura 55. Secciones de los resaltos de ensayo con cotas en <i>mm</i>	83
Figura 56. Localización de los ensayos de circulación.	84
Figura 57. Señal en el tiempo de la presión sonora de un ensayo de circulación sobre resalto.	85
Figura 58. Fotografías acústicas a 10 <i>km/h</i>	86
Figura 59. Simulación acústica de circulación sobre resalto en condiciones de ensayo.	89
Figura 60. Comparación entre los resultados experimentales y simulados de la circulación sobre el resalto 1.	89

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Descripción del equipo del montaje experimental del par de engranajes.	29
Tabla 2. Módulo y número de dientes de la propuesta de MAVAS.....	33
Tabla 3. Valores código ISO de tres tipos de neumático diferentes.....	50
Tabla 4. Propiedades de material empleadas en el modelo de impacto.	53
Tabla 5. Lista de piezas de la estructura.....	59
Tabla 6. Características técnicas de los micrófonos.....	63
Tabla 7. Variables del modelo de un cuarto de vehículo.	72
Tabla 8. Características técnicas de la cámara acústica.	82
Tabla 9. Niveles de presión sonora máximos obtenidos mediante cámara acústica.	87

MODELOS NUMÉRICOS DE SISTEMAS MECÁNICOS PARA LA MEJORA DE LA DETECTABILIDAD SONORA DE LOS VEHÍCULOS SILENCIOSOS

RESUMEN

Los vehículos modernos reducen de forma progresiva sus emisiones sonoras, llegando a ser prácticamente silenciosos, como ocurre en el caso de los vehículos de tracción eléctrica. Esta ausencia de sonido, deseada a priori, ha provocado un aumento en el número de atropellos en comparación con los vehículos de combustión interna. Para solucionar la falta de detección sufrida por los diferentes usuarios de la vía, han surgido los Sistemas de Alerta Acústica de Vehículos (conocidos como AVAS). Estos sistemas están formados por diferentes distribuciones de altavoces montados sobre el vehículo, que emiten sonidos de advertencia para alertar a los peatones y ciclistas. Sin embargo, el uso indiscriminado de estos sonidos puede ser excesivo y molesto, por lo que no siempre constituyen una solución óptima para el problema.

Ante esta situación, la presente Tesis Doctoral se ha desarrollado con el fin de mejorar la detectabilidad de la circulación de los vehículos silenciosos mediante alternativas a los sistemas existentes a través de la generación de herramientas de simulación sonora. En primer lugar, se ha establecido un modelo de predicción acústica capaz de simular el sonido producido por un par de engranajes cilíndricos rectos, que puede ser empleado como Sistema de Alerta Acústica Mecánica para Vehículos (nombrado como MAVAS). Esta propuesta trata de reproducir un sonido más cercano al sonido mecánico generado por un vehículo convencional. El modelo se ha validado en un banco de ensayos y se ha verificado la adecuación sonora de una combinación concreta de engranajes respecto a la legislación vigente.

El segundo enfoque planteado consiste en estudiar a los vehículos silenciosos como una fuente generadora de ruido, que pueda ser empleada para garantizar la detectabilidad acústica a través de dispositivos externos situados sobre la calzada, en lugar de encontrarse embarcados sobre el propio vehículo. Inicialmente, se ha considerado únicamente el efecto reflectante de elementos con la tipología de resaltos reductores de velocidad sobre el ruido

de rodadura. Para ello, se ha determinado la fuente sonora correspondiente a partir del modelo CNOSSOS, mientras que la propagación acústica y las reflexiones producidas sobre los resaltos se han analizado mediante el Método de los Elementos de Contorno (BEM). Sin embargo, los resultados obtenidos han indicado que no se puede modelizar acústicamente la circulación de un vehículo sobre un resalto teniendo en cuenta únicamente el efecto de la reflexión sonora.

A continuación, se desarrolló un modelo de predicción sonora del ruido de impacto de un neumático al circular sobre una irregularidad de la calzada. Este modelo se compone de dos partes consecutivas y debidamente enlazadas: En primer lugar, se realiza un análisis dinámico en el dominio temporal mediante el Método de los Elementos Finitos (FEM) que permite obtener la vibración de la superficie del neumático. En segundo lugar, la vibración se utiliza como fuente sonora en un análisis de propagación en el dominio de la frecuencia mediante BEM.

El punto de partida de dicho modelo consistió en establecer una situación más sencilla para determinar el ruido de impacto de un conjunto de neumático y llanta contra una superficie plana y reflectiva. Este modelo ha sido validado a partir de ensayos de caída libre de un neumático contra un firme rígido y liso. Para realizar estos ensayos, se utilizó una grúa adaptada para elevar el neumático y un array de micrófonos alojados en una estructura metálica ligera para registrar la señal sonora generada por el choque contra el suelo.

Tras la comprobación del correcto funcionamiento del modelo reducido, este se extendió para adaptar su funcionalidad a condiciones de circulación de un vehículo sobre irregularidades. Para ello, se modelizó un cuarto de vehículo como un sistema de masa suspendida conectado al neumático a través de un sistema resorte – amortiguador. Este modelo permitió analizar el ruido generado al impactar contra un bache o un resalto.

Finalmente, se realizaron ensayos con un vehículo eléctrico real a diferentes velocidades de circulación sobre resaltos para cuantificar el nivel de presión sonora alcanzado. Durante los ensayos se utilizó una cámara acústica como instrumentación, lo que permitió localizar el mecanismo de generación sonora de ruido de impacto y validar de forma satisfactoria el modelo numérico de predicción.

NUMERICAL MODELS OF MECHANICAL SYSTEMS TO IMPROVE SOUND DETECTABILITY OF SILENT VEHICLES

ABSTRACT

Modern vehicles are progressively reducing their noise emissions, becoming almost silent, as is the case of electric traction vehicles. This absence of sound, a priori desirable, has led to an increase in the number of road accidents compared to internal combustion vehicles. To solve the lack of detection suffered by different road users, Acoustic Vehicle Alerting Systems (known as AVAS) have arisen. These systems consist of different distributions of loudspeakers mounted on the vehicle, which emit warning sounds to alert pedestrians and cyclists. However, the indiscriminate use of these sounds can be excessive and annoying and is therefore not an optimal solution to the problem.

Faced with this situation, this Doctoral Thesis has been developed with the aim of improving the detectability of the circulation of silent vehicles by means of alternatives to existing systems through the generation of sound simulation tools. Firstly, an acoustic prediction model capable of simulating the sound produced by a pair of cylindrical spur gears has been established which can be used as a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (named MAVAS). This proposal tries to reproduce a sound closer to the mechanical sound generated by a conventional vehicle. The model has been validated on a test bench and the sound adequacy of a specific combination of gears has been verified with respect to current legislation.

The second proposed approach considers silent vehicles as a noise source, which can be used to ensure acoustic detectability by means of external devices on the road, rather than on-board the vehicle itself. Initially, only the reflective effect on rolling noise of elements with the typology of speed bumps has been considered. For this purpose, the corresponding sound source was determined using the CNOSSOS model, while the acoustic propagation and reflections produced on the speed bumps were analysed using the Boundary Element Method (BEM). However, the results obtained have indicated that it is not possible to acoustically model the driving of a vehicle over a bump by considering only the effect of

sound reflection.

Afterwards, a sound prediction model was developed to predict the impact noise of a tyre driving over an irregularity in the road surface. This model is composed of two consecutive and properly linked parts: Firstly, a dynamic analysis is performed in the time domain using the Finite Element Method (FEM) to obtain the vibration of the tyre surface. Secondly, the vibration is used as a sound source in a frequency domain propagation analysis using BEM.

The starting point of this model was to establish a simpler situation to determine the impact noise of a tyre and rim assembly against a flat, reflective surface. This model has been validated on the basis of free-fall tests of a tyre against a rigid, plain ground surface. To perform these tests, an adapted crane was used to lift the tyre and an array of microphones housed in a lightweight metal structure was used to record the sound signal generated by the impact against the ground.

After the reduced model had been verified for correct operation, it was extended to adapt its functionality to the driving conditions of a vehicle over irregularities. For this purpose, a quarter of a vehicle was modelled as a suspended mass system connected to the tyre via a spring-damper system. This model made it possible to analyse the noise generated when impacting a pothole or a bump.

Finally, tests were performed with a real electric vehicle at different speeds over bumps to quantify the sound pressure level reached. During the tests, an acoustic camera was used as instrumentation, which made it possible to locate the impact noise generation mechanism and successfully validate the numerical prediction model.

1. INTRODUCCIÓN Y ESTADO DEL ARTE

1.1. **Ámbito de la tesis**

La contaminación acústica es un problema medioambiental de vital importancia en Europa cuyo foco principal es el tráfico rodado. Se estima que 113 millones de personas están expuestas a niveles prolongados de ruido de al menos $55 \text{ dB}(A)$ debido a esta causa [1]. La exposición a niveles de ruido tan altos puede causar una variedad de problemas de salud tales como trastornos del sueño [2], trastornos del aprendizaje [3] o hipertensión [4].

Es por tanto necesario estudiar y analizar las características de los diferentes mecanismos de generación de sonido que componen un vehículo como fuente de ruido: el ruido mecánico del sistema de propulsión, el ruido aerodinámico y el ruido de la interacción neumático-calzada [5]. Dependiendo de las velocidades de circulación, cada una de estas subfuentes contribuyen de forma diferente a la emisión sonora total [6]. En las áreas urbanas, donde se encuentra la mayoría de la población afectada por la contaminación acústica, las bajas velocidades de conducción hacen que la contribución del ruido aerodinámico sea despreciable. Por otro lado, las aportaciones sonoras del motor y del sistema de propulsión de los vehículos convencionales son predominantes en velocidades inferiores a 30 km/h , mientras que a velocidades superiores a estas prevalece el ruido de rodadura.

Cabe resaltar, sin embargo, que los avances tecnológicos han propiciado una reducción paulatina de las emisiones sonoras en los vehículos modernos a través de las mejoras aerodinámicas y la optimización de los sistemas mecánicos [7]. Los últimos avances desarrollados por la industria de la automoción pasan por la electrificación total de los vehículos. Desde la mitad de la década de 2010, el parque automovilístico eléctrico crece año a año [8]. Estos vehículos eléctricos presentan diversas ventajas frente a los vehículos de combustión interna convencionales, tales como alejar la emisión de gases de efecto invernadero de las ciudades o reducir el coste del repostaje.

Desde el punto de vista acústico, la electrificación de los vehículos mitiga

significativamente el ruido de sus sistemas de propulsión [9]. También se ha observado que los neumáticos diseñados específicamente para vehículos eléctricos, con una mayor eficiencia en la reducción de la resistencia la rodadura, no tienen un impacto significativo en la disminución del ruido generado [10, 11]. En cambio, se ha determinado que la principal minoración en el ruido emitido por los vehículos eléctricos se presenta a velocidades bajas y muy bajas debido a la ausencia de ruido mecánico [12]. De esta forma queda patente que el ruido de rodadura es una cuestión independiente del ruido del motor y del sistema de transmisión y que el vehículo eléctrico es prácticamente silencioso a baja velocidad.

La baja emisión sonora de los vehículos eléctricos parece ser la solución para reducir la contaminación acústica del tráfico rodado, sin embargo, este mismo hecho presenta un peligro inherente, ya que también implica una alteración en su detectabilidad. Esta menor detectabilidad ha contribuido al aumento de accidentes donde se ven involucrados peatones y ciclistas, llegando a duplicar el número de casos en algunas áreas tanto en el caso de vehículos eléctricos como en vehículos híbridos circulando en modo eléctrico [13, 14]. Además, la ausencia del ruido del motor de combustión puede disminuir la percepción de velocidad por parte de los conductores, mientras que los ruidos eléctricos y de otros componentes del vehículo, que antes eran cubiertos por el ruido del motor, ahora pueden ser percibidos y afectar al confort en la conducción [15].

Esta problemática puede ser abordada desde dos enfoques diferentes. El primero de ellos se basa en utilizar sistemas de alerta acústica embarcados en el propio vehículo silencioso, como el dispositivo de generación de ruido por medios mecánicos presentado en *Gear sound model for an approach of a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) to increase EV's detectability* [16] que forma parte del compendio de publicaciones de este proyecto de tesis.

El segundo enfoque consiste en utilizar el vehículo como fuente generadora de ruido al interactuar con elementos sobre la calzada. En este proyecto de tesis se ha desarrollado una herramienta de predicción sonora que permite estudiar el ruido producido por la rodadura del vehículo al circular sobre irregularidades en la calzada. Este trabajo ha dado lugar al segundo artículo del compendio *Numerical sound prediction model to study tyre impact noise* [17].

1.2. Sistemas de Alerta Acústica de Vehículos (AVAS)

La falta de detectabilidad de los vehículos impulsados por medios eléctricos, especialmente a velocidades bajas, es un problema de seguridad para grupos vulnerables [18] como peatones, especialmente niños y ancianos, ciclistas y personas con problemas de visión [19]. Esta problemática ha propiciado la aparición de sistemas de alerta acústica de vehículos [20, 21], conocidos como AVAS por sus siglas en inglés (*Acoustic Vehicle Alerting System*).

Estos sistemas constan de una serie de altavoces distribuidos sobre el vehículo para emitir un sonido de alerta o “*warning sounds*” hacia el exterior. Los AVAS se controlan electrónicamente a partir de los diferentes datos que se extraen del vehículo. El fabricante *Nissan* fue uno de los pioneros en investigar estos dispositivos, desarrollando el sistema comercial conocido como VSP (*Approaching Vehicle Sound for Pedestrians*) [22] mostrado en la figura 1.

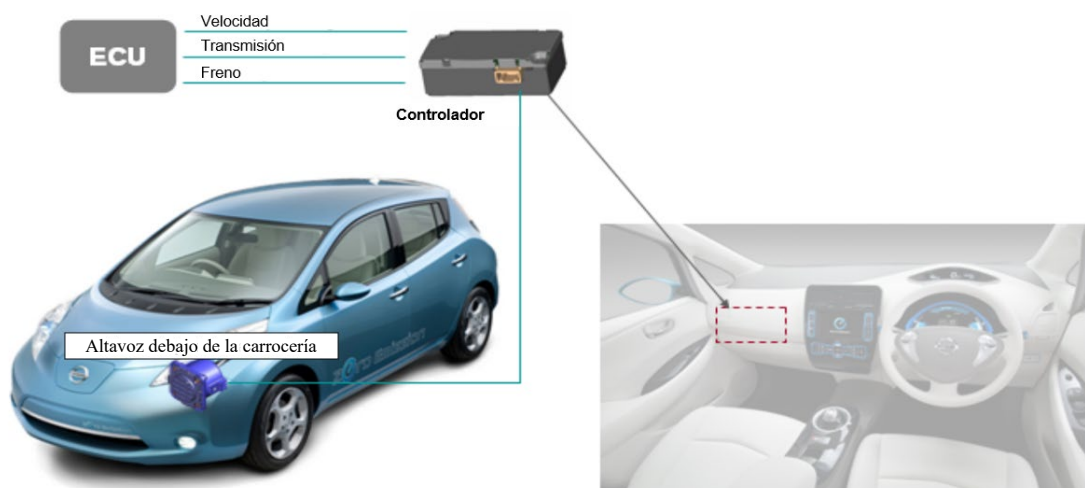


Figura 1. Sistema de alerta acústica VSP de Nissan [22] .

Sin embargo, los sonidos de alerta emitidos por los AVAS no pueden ser señales aleatorias, ya que pueden resultar inefectivas para localizar el vehículo e incluso pueden suponer inconvenientes añadidos al producir sonidos excesivos y molestos [23]. Así, surgen diversos estudios que tratan de afrontar estas y otras problemáticas.

El efecto del sonido de alerta en diferentes ambientes acústicos fue estudiado por Poveda et al. [24]. Dependiendo de la señal sonora empleada, el tiempo de reacción en percibir la aproximación de un vehículo eléctrico variaba, llegando incluso a mejorar la detección de un vehículo de combustión convencional. También se concluyó que el ruido de fondo

modificaba los resultados obtenidos para un mismo sonido de alerta.

Para tratar de minimizar la contaminación acústica, van der Rots y Berkhoff [25] investigaron de forma numérica y experimental diferentes algoritmos para direccionar un array, serie de dispositivos que actúan de forma conjunta, de altavoces hacia el peatón. De esta forma evitan la propagación acústica excesiva en las direcciones donde el sonido no sería realmente útil.

También se comparan los efectos de diferentes ruidos de alerta en personas con dificultades visuales y sin ellas. Parizet et al. realizaron ensayos de detectabilidad que simulan el paso un vehículo en el marco del proyecto *eVADER* [26]. Concluyeron que el número relativamente bajo de armónicos, la ausencia de modulación de frecuencia y la modulación de amplitud irregular eran las características más destacadas que facilitaban la detección a tiempo del paso de los vehículos.

Por su parte, Altinsoy determinó que la distancia a la que los peatones pueden detectar un vehículo de combustión interna es de 36 m. Sin embargo, en el caso de un vehículo eléctrico equipado con un AVAS, la distancia de detección se reduce a 14 metros [27]. En ese estudio, la situación de circulación consistía en un vehículo acercándose al peatón desde una distancia de 50 m mientras aceleraba. Los resultados también revelaron que los sonidos de advertencia que simulan el sonido del motor de combustión obtuvieron un tiempo de reacción similar al de los vehículos de combustión interna, a pesar de ser 7 dB más silenciosos.

En otro estudio llevado a cabo por Altinsoy y Steinbach [28] se contempló el efecto sobre la detectabilidad producido por la inclusión de un sonido de alerta funcionando con el vehículo parado, imitando el sonido de un motor de combustión funcionando a ralentí. Los resultados concluyeron que se podía lograr una detección más temprana de los vehículos silenciosos a través de determinadas combinaciones de los sonidos de alerta correspondientes al vehículo en marcha y parado. Ambos autores también han estudiado las molestias que producen diferentes sonidos de alerta a través de redes neuronales [29].

De estos resultados surge la idea de desarrollar un AVAS cuyo sonido se asemeje más a un vehículo de combustión interna y se aleje de un sonido artificial, gracias a su generación por medios puramente mecánicos empleando engranajes. Su desarrollo y adecuación con la normativa vigente se detallan en el capítulo 2. Otros autores como Kournoutos et al. ya han

explorado los sistemas de alerta alternativos como [30] donde, con un único altavoz fijado al extremo de un tubo perforado, se puede emitir el sonido de alerta de forma direccional. En [31] proponen en cambio utilizar un array de actuadores inerciales en lugar de altavoces para generar la alerta sonora a través de su vibración.

Para finalizar este apartado, cabe reseñar que los esfuerzos, tanto por la parte de la normativa como del sector automovilístico, se han centrado en mejorar la detectabilidad de los coches, dejando de lado otro tipo de vehículo silenciosos. Los más extendidos son los vehículos de movilidad personal, comúnmente conocidos como patinetes eléctricos, que presentan una serie de retos debido a su baja detectabilidad y a su facilidad para intercalarse entre otros usuarios de la vía. En la actualidad, empiezan a surgir estudios de incorporación de AVAS y la adecuación de los sonidos de alerta para estos sistemas alternativos de transporte [32].

1.2.1. Normativa europea

La normativa europea [33] obliga desde el 1 de julio de 2021 a todos los vehículos en venta, tanto eléctricos como híbridos que puedan circular en modo eléctrico, a incorporar un AVAS de serie. Como paso previo, la normativa obligaba desde el 1 de julio de 2019 únicamente a los modelos de nueva homologación a incorporar estos dispositivos.

El funcionamiento de los AVAS, así como los requerimientos sonoros para sus señales de alerta, se recogen en el Reglamento CEPE 138 [34]. Esta normativa se aplica para los vehículos silenciosos de al menos 4 ruedas, tanto para el transporte de personas como de mercancías (Categorías M y N) e impone que los AVAS deben funcionar para el rango de circulación de 0 a 20 *km/h* y no pueden ser desconectados.

Las características acústicas se evalúan a través de ensayos a velocidad constante, tanto marcha adelante como marcha atrás. Estos ensayos se pueden realizar con el vehículo en marcha, con el vehículo parado o únicamente sobre el propio sistema de alerta con una señal de velocidad simulada.

Los requerimientos sonoros más relevantes se resumen a continuación:

- Se impone un límite superior de 75 *dB(A)* con el fin evitar la contaminación acústica excesiva.
- Las velocidades de ensayo marcha adelante establecidas son 10 y 20 *km/h*, para los

cuales se debe alcanzar un nivel mínimo global de 50 y 56 $dB(A)$ respectivamente.

- Además del nivel global, se ha de realizar un análisis por bandas de tercio de octavas para que, a cada una de las velocidades anteriores, dos de las bandas cumplan con un nivel mínimo establecido. Las bandas de tercio de octava están acotadas de 160 a 5000 Hz y al menos una de las dos bandas que cumpla con los requerimientos mínimos debe ser de 1600 Hz o menor.
- El ensayo marcha atrás se realiza a 6 km/h y se debe alcanzar un nivel global mínimo de 47 $dB(A)$. Esta característica puede eliminarse del AVAS si el vehículo cuenta con un dispositivo dedicado de alerta sonora marcha atrás.
- Se debe garantizar un aumento frecuencial apreciable en un tono de la señal sonora que se corresponda con el aumento en la velocidad del vehículo. Así, se pretende que los usuarios de la vía sean capaces de detectar más fácilmente el cambio de velocidad de los vehículos silenciosos.

1.3. Ruido de rodadura

El ruido producido por el tráfico rodado puede dividirse en tres fuentes superpuestas cuya importancia relativa depende de la velocidad de circulación [5]: el ruido mecánico o de propulsión, el ruido de rodadura y el ruido aerodinámico. En la figura 2 se muestra la contribución del ruido de rodadura y del ruido de propulsión dependiendo de la velocidad para un vehículo ligero en términos de potencia sonora.

El ruido mecánico es generado por las emisiones sonoras provenientes de los componentes internos del vehículo, tales como el motor, el sistema de refrigeración y el escape de gases. Estas fuentes a su vez varían en importancia dependiendo de las características del vehículo en cuestión, como tipo de cilindrada, tecnología del motor o diferentes sistemas de refrigeración.

Por otro lado, el ruido aerodinámico se origina a partir de las perturbaciones causadas por la interacción entre el flujo de aire y la estructura del vehículo mientras se desplaza. A medida que los vehículos han evolucionado, el ruido aerodinámico ha ido disminuyendo en importancia, siendo relevante solo para mejorar el confort acústico en el interior del vehículo. De hecho, los modelos actuales lo consideran una fuente conjunta al ruido de rodadura por la dificultad de estudiar su aportación de forma aislada.

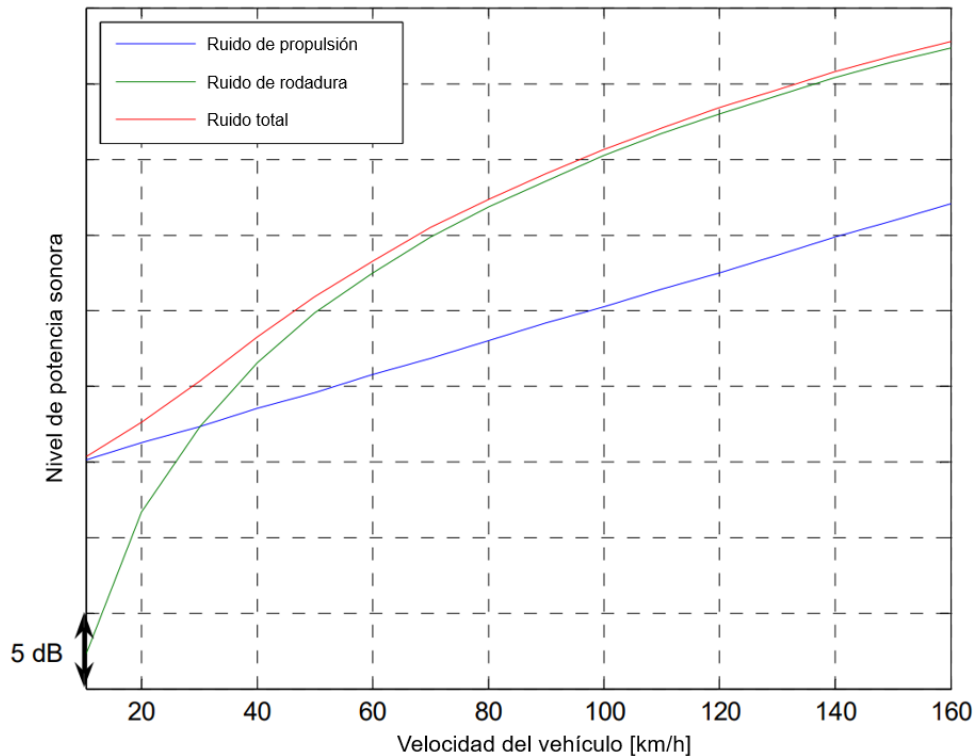


Figura 2. Contribución de las diferentes fuentes sonoras al ruido total del vehículo [35].

Por su parte, el ruido de rodadura proviene de las emisiones sonoras generadas por el contacto entre las ruedas y la superficie de la carretera, por lo que también se le conoce como ruido de interacción neumático-calzada. Ambos factores influyen en la generación sonora, además, la propagación del sonido se ve de nuevo afectada por las propiedades de la superficie de la carretera. Por lo tanto, el estudio de las características de la calzada, como la impedancia [36], el envejecimiento del pavimento [37], la textura [38] o la composición [39] da lugar a nuevos pavimentos y asfaltos con caucho que contribuyen a mitigar la emisión sonora [40].

1.3.1. Mecanismos de generación

Los mecanismos de producción de ruido generado por la interacción neumático/carretera se dividen en dos grupos [6]: aerodinámica de la zona de emisión y vibraciones mecánicas. El ruido aerodinámico está asociado al bombeo de aire que produce ruido por encima de 1 kHz [41]. También está relacionado con las resonancias de Helmholtz y de tubo de la masa de aire que vibra en las cavidades de la banda de rodadura. Los mecanismos vibratorios predominan en los rangos de frecuencias bajas y medias por debajo de 1 kHz. Se agrupan en función de su método de excitación: debido a fenómenos de adherencia, como los efectos de adherencia y deslizamiento (*stick-and-slip*) y de adherencia y chasquido (*stick-*

and-snap) [42], o de impacto.

Es importante mencionar que existen ciertos fenómenos que pueden influir en la generación de ruido. Por ejemplo, los asfaltos elásticos tienen la capacidad de reducir la intensidad de los mecanismos de ruido de impacto. Por otro lado, el efecto bocina que se produce en la región entre la rueda y la calzada puede amplificar y direccionar el ruido aerodinámico [43]. Los diferentes mecanismos de generación de ruido de rodadura se describen a continuación.

Turbulencias y bombeo de aire.

Las turbulencias aéreas se producen por el desplazamiento longitudinal del neumático durante la circulación. Además, el giro del neumático provoca el arrastre del aire de forma rotacional alrededor de su superficie externa. La figura 3.A muestra de forma esquemática los dos tipos de flujos turbulentos. El ruido generado por las turbulencias solo es significativo a velocidades superiores a las de circulación habitual.

El bombeo de aire ocurre por dos motivos diferentes. El primero de ellos se debe al giro del neumático: en la parte frontal se incrementa la presión porque el volumen de aire se expulsa hacia fuera, mientras que en la parte trasera se reduce la presión por el aire aspirado, ver figura 3.B. El segundo de ellos se produce por el aire que queda atrapado entre los elementos del neumático, el cual se comprime contra la calzada y se libera al final del contacto. Este último efecto contribuye acústicamente en el rango de 1 a 3 *kHz*.

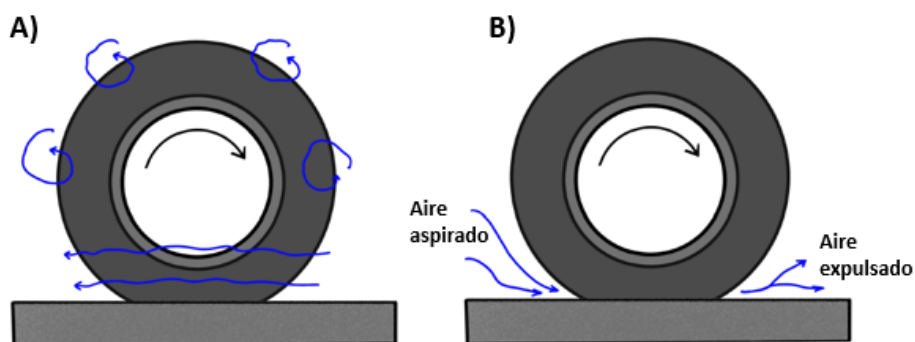


Figura 3. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. turbulencias y B. bombeo.

Resonancias de Helmholtz y de tubo.

Entre el patrón de la banda de rodadura del neumático y la calzada se forman cavidades. Estas cavidades, en la parte frontal y posterior de la huella de contacto, no quedan completamente cerradas y actúan como un resonador de Helmholtz: el aire que queda

dentro de la cavidad actúa como un resorte y el aire de la zona próxima a la apertura actúa como una masa vibrante como se muestra en la figura 4.A. Este es uno de los mecanismos de mayor importancia del ruido aerodinámico y se encuentra en el rango de 1000 a 2500 Hz . Las resonancias de tubo, ver figura 4.B, se generan en los canales formados por las ranuras y el patrón de la banda de rodadura, provocando ondas estacionarias en el rango de 800 a 2000 Hz .

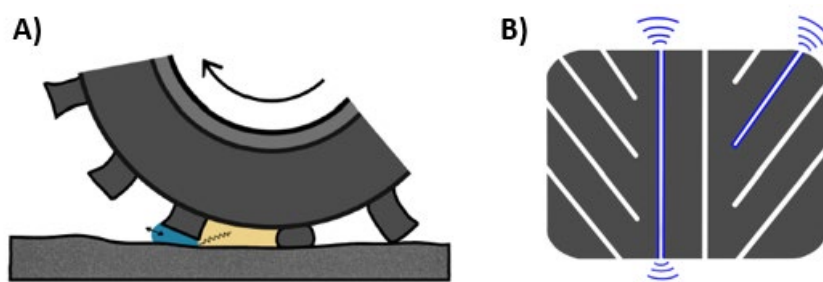


Figura 4. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. resonancias de Helmholtz y B. resonancias de tubo.

Efectos de adherencia.

El efecto de adherencia y deslizamiento (*stick-and-slip*), esquematizado en la figura 5.A, se origina debido a los desplazamientos longitudinales y laterales en la zona del contacto entre el neumático y la calzada. Los elementos de la banda de rodadura acumulan energía potencial al ser arrastrados en la zona de contacto hasta que vencen a las fuerzas de fricción, momento en que deslizan hasta una posición anterior donde se adhieren de nuevo. Este fenómeno ocurre de forma repetitiva generando un sonido tonal de 2 a 6 kHz [44], siendo especialmente relevante durante aceleraciones severas.

El mecanismo de adherencia y chasquido (*stick-and-snap*), ver figura 5.B, se genera por la repentina liberación de los elementos de la banda de rodadura adheridos a la calzada cuando salen del contacto produciendo una vibración radial. El ruido provocado por este efecto se da a frecuencias superiores a 1 y 2 kHz .

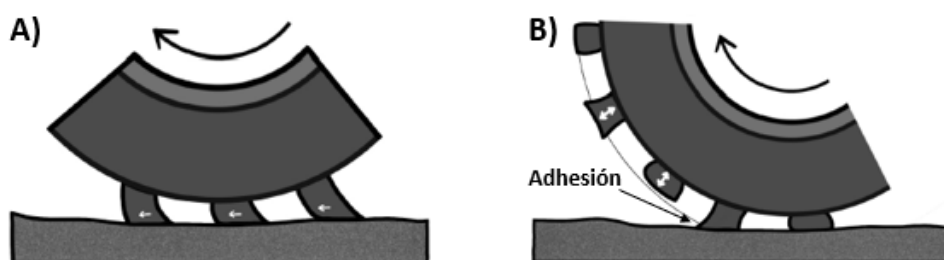


Figura 5. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. por adhesión y deslizamiento y B. por adhesión y chasquido.

Mecanismos de impacto.

Los bloques de la banda de rodadura provocan vibraciones radiales que se propagan por la banda de rodadura y el cinturón cuando entran en contacto de forma sucesiva con la calzada, como se muestra en la figura 6.A. Las irregularidades en la calzada, que se localizan de forma aleatoria y por tanto no alineada, acentúan este efecto añadiendo vibraciones tangenciales. Además, por el propio peso del vehículo, la banda de rodadura se deforma radialmente formando la huella de contacto, ver figura 6.B, mientras que los flancos se desplazan lateralmente, propagando vibraciones por toda la superficie del neumático.



Figura 6. Esquema de los mecanismos de generación sonora: A. impacto y B. deformación.

1.3.2. Métodos de ensayo

Los diferentes métodos empleados para la medida del ruido del tráfico rodado y en especial, el ruido de interacción neumático-calzada, se resumen en este apartado. Dichos métodos no se han replicado de forma directa en este trabajo, pero algunas de las simulaciones y de los ensayos experimentales se basan en estos procedimientos normalizados.

Statistical Pass-By.

El método Statistical Pass-By (SPB) [45] se emplea para identificar el sonido emitido por el tráfico real o para diferentes categorías de vehículos, ya que se basa en mediciones de ruido y datos de tráfico realizadas al borde de la carretera, a 7,5 m de distancia del centro de la vía, y a una altura de 1,2 m. Proporciona un indicador del ruido percibido por un solo vehículo y puede ayudar a verificar la eficacia acústica del pavimento o para introducir políticas de restricciones de categorías específicas o límites de velocidad en contraste con metodologías que adquieren el ruido global [46]. Además, también es muy útil para la definición de modelos sonoros en las fases de elaboración de mapas de ruido.

Una alternativa al método SPB es el ensayo Controlled Pass-By (CPB) [47], el cual se utiliza en áreas de prueba específicas donde es posible controlar todas las variables mediante las especificaciones de diseño establecidas.

Coast-By.

El método Coast-By (CB) [48], parte a su vez del Controlled Pass-By (CPB), con la particularidad de que los vehículos ensayados, una vez han alcanzado la velocidad de estudio, desconectan el motor y circulan con la transmisión en punto muerto. De esta forma se elimina el ruido de propulsión y se aísla la aportación del ruido de rodadura.

Drum-Test.

El método Drum se emplea para analizar el ruido de rodadura en condiciones de laboratorio. Los ensayos se realizan en entornos controlados donde se hace girar un neumático contra la superficie de un tambor [49]. Este método elimina la contribución de los elementos del vehículo ajenos al propio neumático a la vez que facilita la repetibilidad para ensayar numerosas alternativas en las mismas condiciones. La figura 7 muestra un ensayo realizado en las instalaciones del Laboratorio de Vehículos de la Universidad Miguel Hernández de Elche.



Figura 7. Ensayo de neumáticos mediante Drum-Test.

Close-Proximity.

El método Close-Proximity (CPX) [50] se emplea para evaluar la influencia sonora del tráfico sobre las superficies de la vía para así discernir sus características acústicas. Los ensayos se realizan a velocidades constantes de 50, 80 y 110 *km/h*. Este método recibe su nombre por la disposición de micrófonos embarcados en el propio vehículo en las proximidades del neumático. El vehículo de ensayo puede ser tanto un vehículo convencional como un remolque específico para esta metodología.

1.4. Modelos numéricos FEM y BEM

Los modelos de ruido de rodadura se clasifican según la literatura [51] en estadísticos, determinísticos e híbridos. Los modelos estadísticos se nutren de grandes bases de datos de medidas de ensayos Pass-By y CPX para elaborar modelos de predicción a través de regresiones. Estos modelos consideran el ruido de interacción neumático-calzada de forma holística. Un ejemplo de estos modelos es CNOSSOS (*Common Noise Assessment Methods in Europe*) [52], empleado en la actualidad para la elaboración de mapas de ruido y utilizado en este trabajo para estudiar la reflexión acústica del ruido de rodadura ante diferentes geometrías en el capítulo 3.

Los modelos determinísticos, por el contrario, se centra en el estudio de mecanismos de generación concretos, por ejemplo, de bombeo de aire [53] o de vibraciones [54]. Estos modelos se dividen en analíticos, descripciones físicas de modelos reducidos a través de ecuaciones matemáticas clásicas, o numéricos, como el Método de los Elementos Finitos (FEM), el Método de los Elementos de Contorno (BEM) o Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Por su parte, los modelos híbridos combinan ambos enfoques: desde un modelo estadístico se obtienen parámetros intermedios que alimentan un modelo determinístico.

A lo largo de este trabajo se emplean por separado el método FEM, para estudiar la dinámica de la propuesta de AVAS en el capítulo 2, y el método BEM, para simular la propagación y la reflexión del ruido de rodadura ante elementos reflectantes durante el capítulo 3. En la segunda mitad del documento, en los capítulos del 4 al 7, se desarrolla un modelo determinístico para estudiar el mecanismo de ruido de impacto de un neumático combinando FEM-BEM en un estudio vibro-acústico.

Tradicionalmente, el método FEM se ha empleado para el estudio del comportamiento del

neumático y de sus características mecánicas. Y. Xie [55] determina la distribución de tensiones tanto en neumáticos radiales como en bias-ply, dependiendo de la carga que soportan y de su presión de inflado. Por otro lado, L. Wei [56] analiza las características verticales de fuerza-desplazamiento de la sección de un neumático. Estos estudios modelan el neumático dividido en varias partes con características y propiedades diferentes.

El comportamiento mecánico del impacto de una cuña sobre un neumático ha sido estudiado por R. R. V. Neves [57] empleando un modelo FEM validado experimentalmente. En dicho estudio, el montaje experimental consistió en fijar la rueda en una posición determinada, sin replicar los efectos de la suspensión, y dejar caer sobre ella la masa de impacto para así evaluar el rendimiento de un neumático en situaciones extremas. Un ensayo similar fue realizado por Y. Gan [58] al dejar caer sobre un neumático una superficie plana para analizar el efecto sufrido por las ruedas de un avión durante el aterrizaje.

La propagación acústica del ruido de interacción neumático/calzada también se puede analizar mediante técnicas FEM. T. Lafont [59] parte de un modelo estadístico anterior para comparar la propagación sonora de una geometría de neumático con una simplificación de fuentes monopolares. La calzada se modela como una superficie rígida y la condición de absorción en el infinito se consigue a través de la condición de *Perfectly Matched Layers*. La absorción acústica en el infinito también puede alcanzarse mediante análisis BEM, el cual fue empleado por J. Biermann [60] para el cálculo de la radiación sonora de neumáticos en condición de rodadura. La ventaja de este método es que no necesita discretizar el volumen de aire, siendo computacionalmente más eficiente para calcular la propagación sonora en espacios abiertos.

En lo referente a modelos numéricos utilizados para predecir el sonido de impacto, M. Behzad [61] utiliza un modelo agrupado de un cuarto de vehículo. En este modelo, la fuerza aplicada sobre el neumático al pasar por encima de un perfil de badén es utilizada posteriormente en un análisis FEM 3D para estudiar el ruido producido. También se puede modelizar directamente en 3D el conjunto neumático-suspensión. M. Han [62] simula en condiciones de circulación el paso de un neumático por encima de un listón mediante un Drum-Test, donde la aceleración normal de su superficie es empleada como fuente sonora.

En la bibliografía se pueden encontrar estudios vibro-acústicos adicionales que combinan FEM y BEM para el estudio de otros aspectos de la acústica de vehículos, como R.

Citarellaa [63], que estudió la propagación sonora de los modos de vibración estructurales de un vehículo. Anteriormente, S. H. Sung [64] estudió el ruido en el interior del vehículo producido por las fuerzas que actúan sobre la estructura. Más allá del tráfico rodado, existen estudios vibro-acústicos mediante elementos finitos para profundizar en el conocimiento de otros tipos de vehículos, como Q. Yegao [65] que estudia la huella acústica de un submarino o H. Djojodihardjo [66] que analiza el comportamiento de estructuras ligeras que conforman vehículos espaciales.

1.5. Objetivos

Conocido el estado de la ciencia, queda patente la necesidad de investigar nuevos mecanismos capaces de mejorar la detectabilidad acústica de los vehículos silenciosos. Este es el objetivo principal del proyecto de tesis, el cual será abordado desde dos perspectivas diferentes.

La primera propuesta planteada consiste en desarrollar un sistema alternativo de alerta acústica embarcado en el propio vehículo, donde la generación sonora se produzca por medios mecánicos. Este desarrollo ya había sido iniciado por el autor en sus estudios previos, donde quedaron establecidas las ecuaciones analíticas que definen la parte acústica de la modelización.

Posteriormente, se abordó la posibilidad de que los elementos de alerta se localizasen en la vía en lugar de ir incorporados sobre el propio vehículo. Este planteamiento no se encuentra contemplado por la normativa existente por lo que resulta una alternativa sensiblemente diferente y que carece de las herramientas de análisis adecuadas.

Con todo ello, se pueden plasmar una serie de objetivos parciales:

- Establecer un modelo numérico que permita completar el desarrollo del sistema de alerta acústica mecánico para concretar una solución constructiva.
- Estudiar la posibilidad de que el propio ruido de rodadura, a través de un modelo ya existente, se emplee para determinar las geometrías de los elementos de aviso acústico sobre la calzada.
- Establecer un nuevo modelo vibro-acústico de neumático que pueda ser excitado debido al contacto de este con componentes de la calzada.

- Validar el nuevo modelo desarrollado mediante un montaje reducido en condiciones controladas.
- Extender el modelo a condiciones reales de circulación para que pueda ser empleado como herramienta de predicción acústica.
- Comprobar el correcto funcionamiento del modelo extendido a través de ensayos de circulación del paso de un vehículo eléctrico sobre resaltos en la calzada.

2. SISTEMA DE ALERTA ACÚSTICA MECÁNICO

Este proyecto de tesis se inicia con la presentación de un sistema de alerta acústica embarcado sobre el vehículo donde la generación sonora se produce mediante engranajes. Este sistema se denomina MAVAS por sus siglas en inglés: Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System.

El sistema parte del modelo acústico de predicción sonora del ruido de un par de engranajes cilíndricos rectos que giran sin transmitir carga. Este modelo ha sido validado de forma satisfactoria y se ha empleado para concretar una propuesta constructiva de un sistema con tres pares de engranajes. Para finalizar el capítulo, se realiza una comparativa entre la propuesta sonora y la normativa europea.

2.1. Engranajes cilíndricos rectos

Los engranajes son un tipo de transmisión mecánica utilizada para transmitir potencia entre dos ejes. Los engranajes son parejas de ruedas dentadas donde la relación de transmisión viene determinada por la razón entre sus circunferencias primitivas cuyo radio se denota como R_p , equivalente al radio de contacto que tendría una transmisión por ruedas simples con fricción en su contacto.

De forma esquematizada, según la forma de las ruedas dentadas, los engranajes se clasifican en cilíndricos, cónicos y mecanismos del tipo tornillo sin fin. Atendiendo al tipo de dentado, los engranajes rectos se tallan de forma paralela al eje de rotación, mientras que en el caso de los engranajes helicoidales sus dientes son oblicuos a dicho eje.

De entre todas las tipologías, los engranajes cilíndricos rectos son los más sencillos y se utilizan para transmitir el giro entre ejes paralelos. Uno de los principales inconvenientes de estos engranajes es que generan mayores niveles de ruido que su variante helicoidal, ya que cuando dos dientes entran en contacto no lo hacen de forma gradual, lo que, sin embargo, resulta ventajoso para el propósito de lograr un sistema de alerta acústica.

La forma más común de generar el perfil de un diente es a través de la curva plana

conocida como evolvente o involuta [67]. Esta es la curva que se obtendría al desenrollar un hilo tenso de una circunferencia base. La particularidad de esta curva es que sus normales son rectas tangentes a la circunferencia base.

Cuando dos ruedas dentadas se encuentran engranadas, sus circunferencias primitivas son tangentes. A su vez, una pareja de dientes engranados posee una recta perpendicular a ambos perfiles de evolvente conocida como línea de acción. Esta recta es tangente, por tanto, a ambas circunferencias base cuyo radio es denotado como **Rb**, ver figura 8.

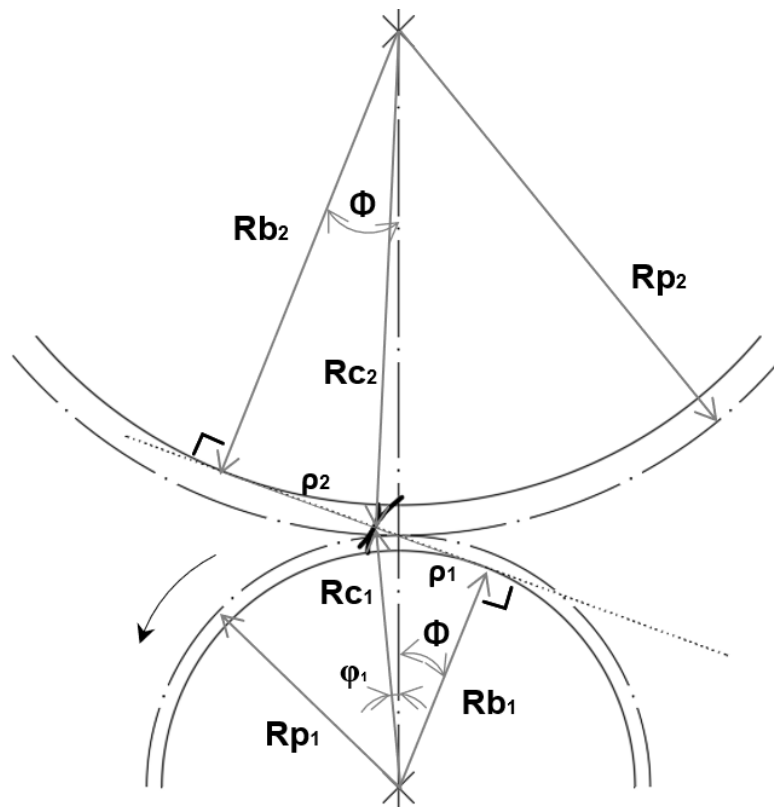


Figura 8. Parámetros geométricos de un par de engranajes.

El ángulo formado por la línea que une los centros y la perpendicular a la línea de acción forma el ángulo de presión Φ . Este es el ángulo con el que se transmite la fuerza desde la rueda conductora a la conducida. Su valor de diseño habitual es 20° y permite determinar el radio de la circunferencia base de cada una de las ruedas dentadas según la expresión 2.1.

$$Rb_i = Rp_i \cos(\Phi) \quad (2.1)$$

Donde **i** es el subíndice, que, según la notación empleada, toma el valor de 1 para la rueda conductora y de 2 para la rueda conducida.

Tanto el radio primitivo como el radio base son constantes asociadas a la geometría de la rueda, como ocurre con el radio exterior de cada rueda **Re**. El radio de curvatura de la

evolvente de la rueda conducida en el punto de contacto ρ_2 , depende del ángulo girado por la rueda conductora φ_1 [68] y puede ser calculado según la expresión 2.2.

$$\rho_2 = \sqrt{Re_2^2 - Rb_2^2} - \varphi_1 Rb_1 \quad (2.2)$$

A su vez, el radio de curvatura de la evolvente de la rueda conductora ρ_1 se calcula según la ecuación 2.3.

$$\rho_1 = (Rp_1 + Rp_2) \sin(\Phi) - \rho_2 \quad (2.3)$$

La ecuación 2.4 establece el radio de contacto Rc como la distancia entre el centro de cada una de las ruedas hasta el punto de contacto.

$$Rc_i = \sqrt{Rb_i^2 + \rho_i} \quad (2.4)$$

2.2. Modelo de predicción sonora

El modelo de predicción del sonido se divide en dos partes consecutivas claramente diferenciadas. Por un lado, mediante un modelo dinámico, se estudia el movimiento de la rueda conducida para determinar su movimiento de traqueteo. Por otro lado, el modelo de generación acústica reproduce sucesivamente el ruido de los dientes que impactan durante el proceso de engrane.

2.2.1. Modelo dinámico

El sistema considerado es una pareja de engranajes donde el giro de la rueda conductora es impuesto, mientras que la rueda conducida se monta sobre un rodamiento. Por lo tanto, el único grado de libertad es la rotación de la rueda conducida φ_2 . La figura 9 muestra el esquema de las fuerzas aplicadas sobre la rueda conducida.

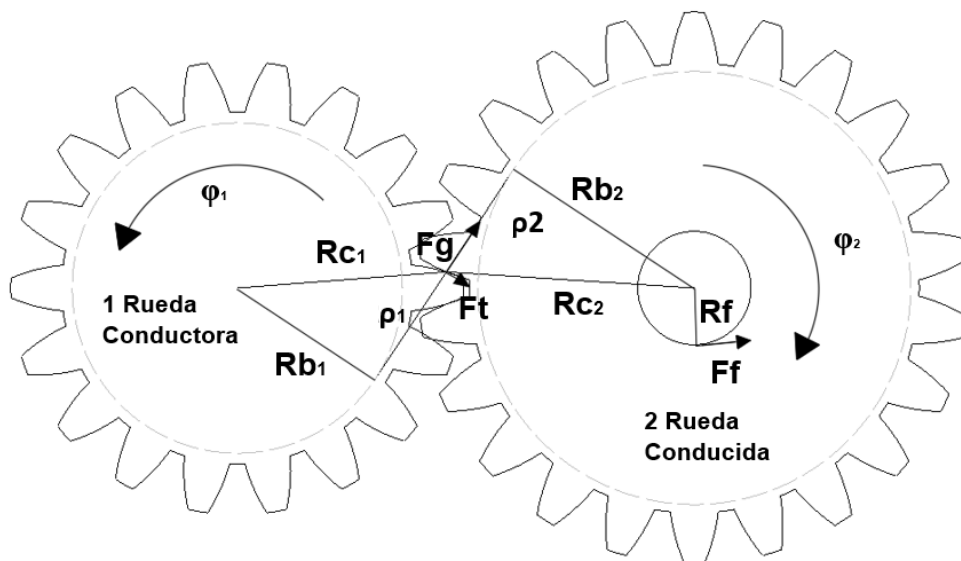


Figura 9. Modelo dinámico de un par de engranajes.

La segunda ley de Newton para el movimiento rotatorio rige la dinámica de la rueda conducida según la expresión 2.5:

$$I_2 \ddot{\phi}_2 = F_g R b_2 - F_t \rho_2 - F_f R_f \quad (2.5)$$

Donde:

I_2 es la inercia respecto del eje de rotación de la rueda conducida.

$\ddot{\phi}_2$ es la aceleración angular de la rueda conducida.

F_g es la fuerza transmitida entre los dientes del engrane. $R b_2$ actúa como su brazo de momento para determinar el par ejercido.

F_t es la fuerza de fricción debida al deslizamiento donde su su brazo de momento es ρ_2 .

F_f es la fuerza de fricción debida al giro sobre el eje de radio R_f .

Esta ecuación se resuelve a través del Método de los Elementos Finitos. Para ello se determina la geometría en dos dimensiones de un par de engranajes y se aplican las condiciones de contorno apropiadas:

1. Entre los dientes de ambas ruedas se establece una relación de contacto con fricción.
2. A la rueda conductora se le impone una velocidad de giro $\dot{\phi}_1$ constante.
3. Sobre el borde del agujero interior de la rueda conducida se aplica un coeficiente de fricción.

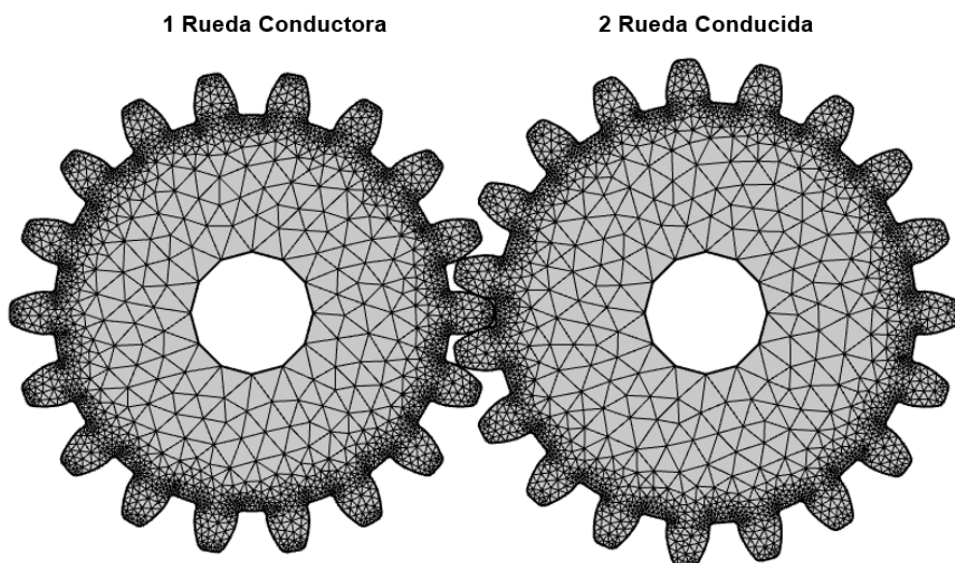


Figura 10. Malla del modelo FEM del par de engranajes.

El mallado de la pareja de ruedas se muestra en la figura 10, donde se aprecia un menor

tamaño de los elementos de los dientes, ya que sobre su perfil se produce el contacto. La rueda conductora se modeliza como un elemento rígido, mientras que la rueda conducida se modeliza como un cuerpo de características elásticas lineales. De esta forma se reduce el tiempo de cálculo, puesto que no se requiere obtener resultados acerca de las tensiones sobre los engranajes. Del modelo dinámico se pretende obtener únicamente el movimiento de traqueteo durante el giro de la rueda conductora.

El resultado extraído del modelo dinámico es la velocidad angular $\dot{\phi}_2$. La figura 11 muestra un ejemplo obtenido tras la simulación del modelo dinámico. La velocidad angular oscila alrededor del valor determinado por la relación de transmisión. Cada pico indica el instante donde se ha producido un impacto entre los dientes de la rueda conductora y conducida.

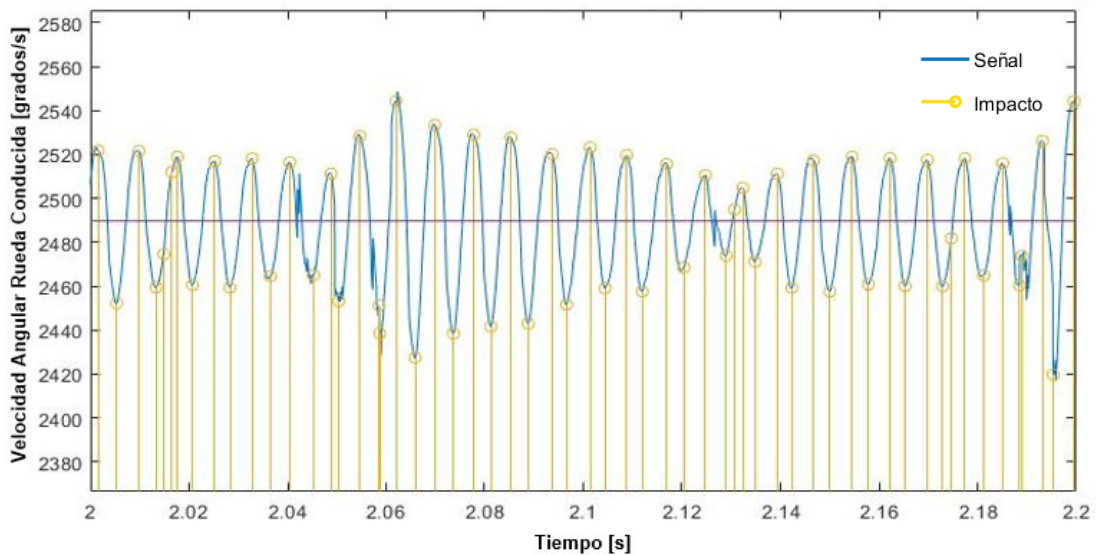


Figura 11. Salida del modelo dinámico del par de engranajes.

2.2.2. Modelo Acústico

El modelo acústico parte de investigaciones previas donde se determinaba el sonido de un par de engranajes lubricados [69]. En este punto, se muestran las ecuaciones que determinan el ruido del impacto de un par de dientes sin lubricación.

El sistema se simplifica al choque de un par de cilindros de radio Rc de cada rueda, cuyo sonido es equiparable al de un cilindro de radio equivalente Rc_{eq} impactando contra un semi-espacio elástico semi-infinito [69]. El cálculo de Rc_{eq} se muestra en la ecuación 2.6.

$$Rc_{eq} = \frac{Rc_1 Rc_2}{Rc_1 + Rc_2} \quad (2.6)$$

La masa de este cilindro depende del espesor de los engranajes d y de la densidad del

material ρ según la expresión 2.7.

$$m_{eq} = \pi R c_{eq}^2 d \rho \quad (2.7)$$

Para simplificar la notación, se usan los parámetros k_1 y k_2 según se describe en [70] donde se desarrolla el modelo del sonido producido por el choque de dos cilindros. Como los radios de contacto varían según la posición del giro de la rueda conductora ϕ_1 , se ha considerado utilizar los valores iniciales del contacto entre los dientes de las ruedas conductora Rc_{10} y conducida Rc_{20} . La ecuación 2.8 detalla el cálculo de k_1 mientras que la ecuación 2.9 detalla el de k_2 .

$$k_1 = \frac{1}{m_{10}} + \frac{1}{m_{20}} \quad (2.8)$$

$$k_2 = \frac{2}{3} \left(2 \frac{1 - \mu^2}{E} \right)^{-1} \left(\frac{1}{Rc_{10}} + \frac{1}{Rc_{20}} \right)^{-1/2} \quad (2.9)$$

Donde:

E es el Módulo de Young del material de los engranajes.

μ es el Coeficiente de Poisson del material de los engranajes.

m_{10} y m_{20} son los valores correspondientes a la masa de los cilindros cuyo radio es el de contacto inicial de cada rueda.

La velocidad a la que impactan los cilindros es v_0 , que se establece mediante la expresión 2.10, como la velocidad normal sobre la superficie de los dientes cuando ocurre el impacto. ϕ_1 es una constante y ϕ_2 se obtiene del modelo dinámico para cada impacto.

$$v_0 = \phi_1 R b_1 - \phi_2 R b_2 \quad (2.10)$$

d_m es la máxima deformación producida durante el impacto y se calcula según la ecuación 2.11.

$$d_m = \left(\frac{5}{4 k_1 k_2} \right)^{2/5} v_0^{4/5} \quad (2.11)$$

Por su parte, F_m es la máxima fuerza producida en el impacto y se obtiene de la ecuación 2.12.

$$F_m = k_2 \left(\frac{5}{4 k_1 k_2} \right)^{3/5} v_0^{6/5} \quad (2.12)$$

El tiempo de contacto t_c se define como dos veces el tiempo necesario para alcanzar la deformación máxima d_m . Su cálculo se obtiene según la teoría Hertziana [70] y se detalla

en la ecuación 2.13.

$$t_c = \int_0^{d_m} \frac{d d_m}{\sqrt{v_0^2 - \frac{4}{5} k_1 k_2 d_m^{3/2}}} = 2.94 \frac{d_m}{v_0} \quad (2.13)$$

La frecuencia de contacto ω_c es la inversa del tiempo de contacto, como se muestra en la ecuación 2.14.

$$\omega_c = \frac{\pi}{t_c} \quad (2.14)$$

Así, finalmente, se puede expresar la presión sonora p producida por el impacto en función del tiempo t y de las coordenadas radial R y angular θ .

El significado de estas coordenadas se muestra en la figura 12, donde el círculo mayor es la sección del cilindro equivalente de radio R_{ceq} y los otros dos círculos son los cilindros de radio R_c centrados sobre el par de engranajes.

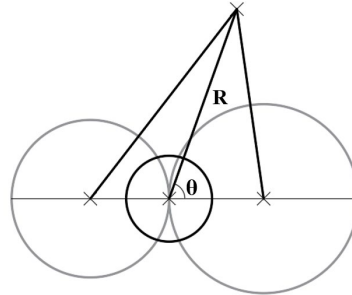


Figura 12. Sistema de coordenadas del modelo acústico de un par de engranajes.

La ecuación de la presión sonora p , es una función por partes con dos expresiones diferentes según el valor de tiempo t . Ambas partes se encuentran separadas por el instante de tiempo t_c donde se alcanza la máxima deformación.

$$p(R, \theta, t) = A \left(B \cos(\omega_c t) + D \sin(\omega_c t) + E \cos(l_1 t) e^{-l_2 t} + F \sin(l_1 t) e^{-l_2 t} \right) \quad \text{Para } 0 \leq t \leq t_c \quad (2.15)$$

$$p(R, \theta, t) = A \left\{ -G \cos((\omega_c + l_1) t_c - l_1 t) - H \sin((\omega_c + l_1) t_c - l_1 t) + X \cos((\omega_c - l_1) t_c + l_1 t) + Y \sin((\omega_c - l_1) t_c + l_1 t) \right\} e^{-l_2(t-t_c)} + [E \cos(l_1 t) + F \sin(l_1 t)] e^{-l_2 t} \quad \text{Para } t > t_c$$

Los valores de A , B , D , E , F , G , H , Y , I_1 e I_2 se obtienen según las expresiones que pueden ser consultadas en [70] y que a su vez son dependientes de otros parámetros. Para determinarlos, falta por definir a_m , como la aceleración del impacto calculada según Newton en la ecuación 2.16.

$$a_m = \frac{F_m}{m_{eq}} \quad (2.16)$$

La presión sonora p se obtiene para cada uno de los impactos del proceso de engrane, como los remarcados en la figura 11, obteniendo la señal total como la suma de cada uno de los impactos entre dientes. La figura 13 muestra la señal de presión sonora obtenida a partir del modelo dinámico de la figura 11.

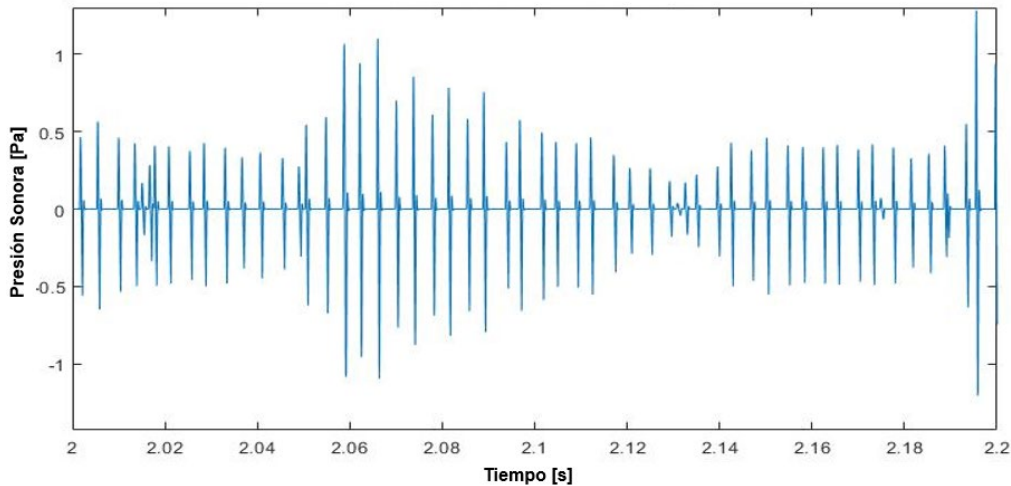


Figura 13. Salida del modelo acústico del par de engranajes.

2.3. Validación experimental

La validación del modelo se ha llevado a cabo a través de la comparación de los resultados simulados con las medidas tomadas experimentalmente empleando el montaje que se describe a continuación.

2.3.1. Montaje

El montaje experimental consiste en una pareja de engranajes donde la rueda conductora gira a velocidad constante y transmite el movimiento a una rueda conducida que gira libre sin transmitir carga.

Para ello, un motor eléctrico acciona a la rueda conductora a través de una polea de relación de transmisión de 2 a 1. El motor eléctrico se acciona desde un variador de frecuencia. Las ruedas dentadas son solidarias en sus extremos a una pareja de ejes montados sobre rodamientos. La figura 14 muestra la disposición del montaje experimental.

El micrófono se sitúa alineado con la pareja de engranajes, por lo que la coordenada angular θ del modelo acústico es igual a 0. Los engranajes están en voladizo y separados del suelo mientras que el resto del montaje se apoya sobre material absorbente. La adquisición de la señal sonora y la calibración del micrófono se realiza a través de una

tarjeta de adquisición por USB mediante un script programado en el software LabVIEW. La velocidad angular del eje conductor se mide mediante un tacómetro manual. La tabla 1 recoge los detalles de la instrumentación y de la pareja de engranajes.

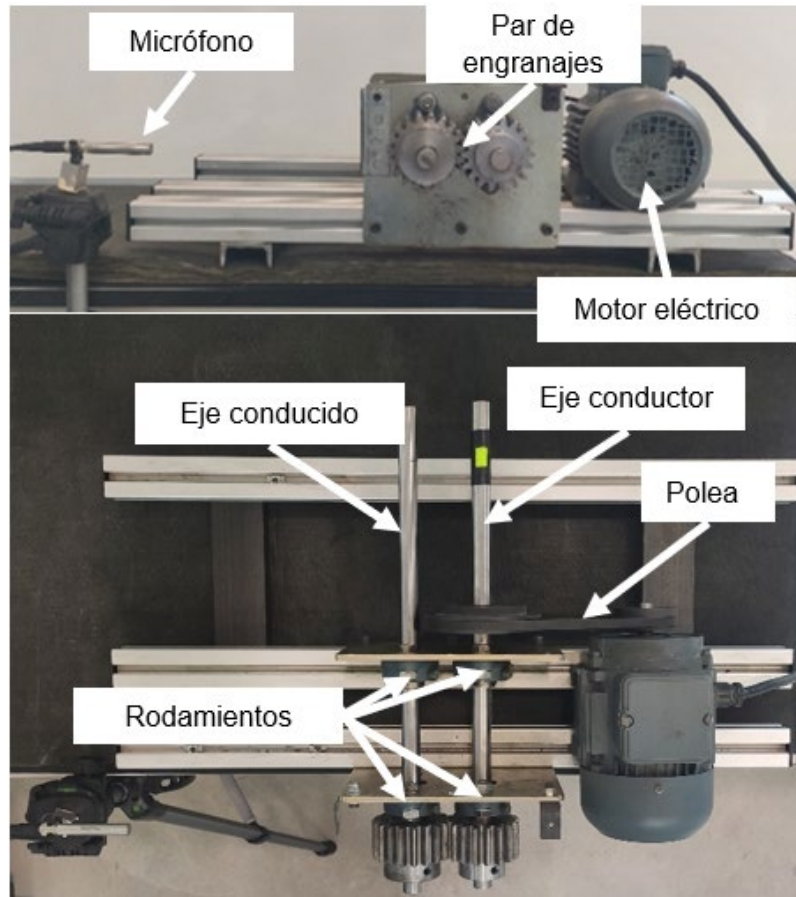


Figura 14. Montaje experimental del par de engranajes.

Rueda conductora	Módulo 4, 18 dientes, acero, 4 cm de espesor.
Rueda conducida	Módulo 4, 19 dientes, acero, 4 cm de espesor.
Micrófono	Modelo GRAS 40AE con preamplificador GRAS 26CA.
Sistema de adquisición	Tarjeta NI cRIO-9233 con chasis NI USB-9162.
Calibrador acústico	Modelo B&K 4231.
Tacómetro	Manual PCE-151.

Tabla 1. Descripción del equipo del montaje experimental del par de engranajes.

2.3.2. Validación

Para la validación del modelo, el engranaje conductor del montaje se fijó a una velocidad constante de giro de 7,3 Hz. El micrófono se localizó alineado con los ejes de los

engranajes a una distancia de 60 *cm* del contacto entre ellos. También se midió el sonido de fondo, producido por el montaje con los engranajes extraídos, pero manteniendo el eje conductor y el motor eléctrico funcionando a la misma velocidad que la de realización del ensayo.

El modelo de predicción sonora se ejecutó, en primer lugar, con la simulación dinámica de la misma geometría de engranajes y a la velocidad constante de la rueda conductora del ensayo. Después, la velocidad angular de la rueda conducida obtenida se empleó como entrada del modelo acústico. Como resultado, se evaluó la señal de presión sonora en las coordenadas \mathbf{R} igual a 0,6 *m* y θ igual a 0, equivalentes a la posición del micrófono.

Para llevar a cabo el análisis comparativo, se realiza la FFT, Transformada Rápida de Fourier, tanto de la señal simulada como de las señales medidas experimentalmente de ensayo y fondo. Los espectros se muestran en un rango de baja frecuencia, hasta 500 *Hz*, en la figura 15, de donde se puede extraer información específica del proceso de engrane.

El primero de los picos, en torno a 7 *Hz*, se debe a la velocidad de giro del eje conductor y del conducido, puesto que la relación de transmisión de la pareja es próxima a 1. Este pico se conoce de forma habitual como *RPM*, y también aparece en el espectro del ruido de fondo con menor amplitud, ya que el eje conductor sigue accionado.

El producto de la velocidad de giro de cada una de las ruedas por su número de dientes da lugar al *GMF* (Gear Meshing Frequency) indicando la frecuencia con la que una pareja de dientes entra en contacto. El *GMF* se aprecia como un pico en torno a 132 *Hz*. Para resaltar la posición de sus armónicos se señalan dos bandas de rango $132 \times 2 \pm 6\%$ y $132 \times 3 \pm 6\%$. *Hz*.

La frecuencia de los picos *RPM* y *GMF* son coincidentes en las señales simuladas y experimental. La amplitud del pico *RPM* tiene un valor similar en ambas señales, mientras que la amplitud del pico *GMF* es sensiblemente mayor para la señal experimental. Los picos correspondientes a los armónicos del *GMF* quedan centrados en la banda para la señal simulada, mientras que en el caso de la señal experimental quedan desplazados.

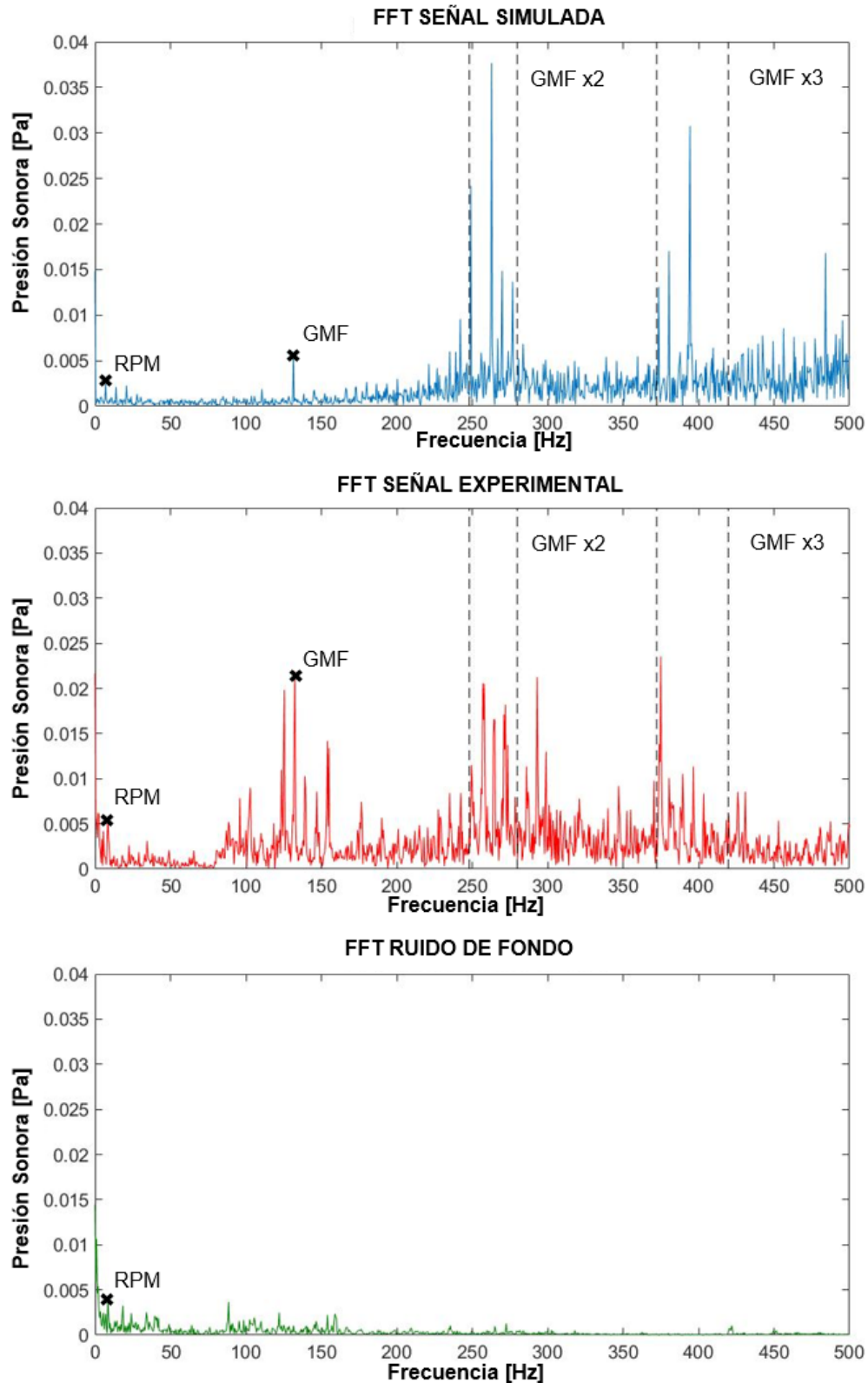


Figura 15. Espectro frecuencial de la señal simulada, ensayada y de fondo de la pareja de engranajes.

En la figura 16 se muestra la comparación entre la señal experimental y la simulada en términos de nivel de presión sonora equivalente con ponderación A. En este caso, a la

señal experimental se le ha restado la contribución de la señal de fondo para reflejar únicamente la contribución acústica del par de engranajes. Se muestran las bandas de tercio de octavas de 100 a 5000 *Hz*, que es el rango marcado por la normativa [34].

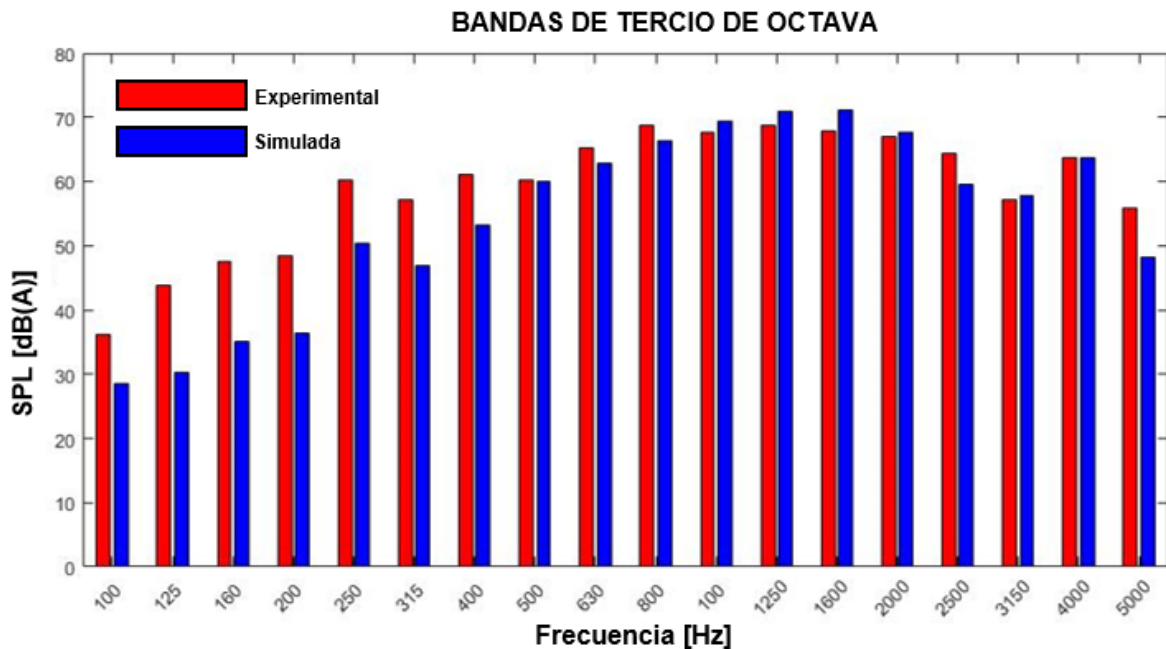


Figura 16. Comparación en bandas de tercio de octava de la señal simulada y experimental.

Se puede apreciar que los niveles de ambas señales son coincidentes en el rango de bandas de 500 a 4000 *Hz*. La comparación por debajo de este rango, mostrado también en los espectros de la figura 15, indica una mayor cantidad de energía de la señal experimental. El nivel de presión sonora total para el rango de frecuencias mostrado es 76,6 *dB(A)* para la señal experimental y 77,1 *dB(A)* para la simulada.

2.4. Propuesta de MAVAS

Tras analizar el correcto funcionamiento del modelo de predicción sonora, este se emplea para estudiar una propuesta específica de MAVAS.

El planteamiento que se persigue es alcanzar una solución cuya construcción mecánica sea simple. Por ello, se propone un dispositivo formado por tres parejas distintas de engranajes con la misma distancia entre centros. De esta forma, se facilita su disposición sobre dos ejes paralelos. Las ruedas conductoras se montan solidariamente sobre el mismo eje conductor a través de chavetas, mientras que las ruedas conducidas se montan sobre rodamientos.

Todos los engranajes son de acero de 16 *mm* de espesor. El módulo y el número de dientes

de cada pareja se resumen en la tabla 2.

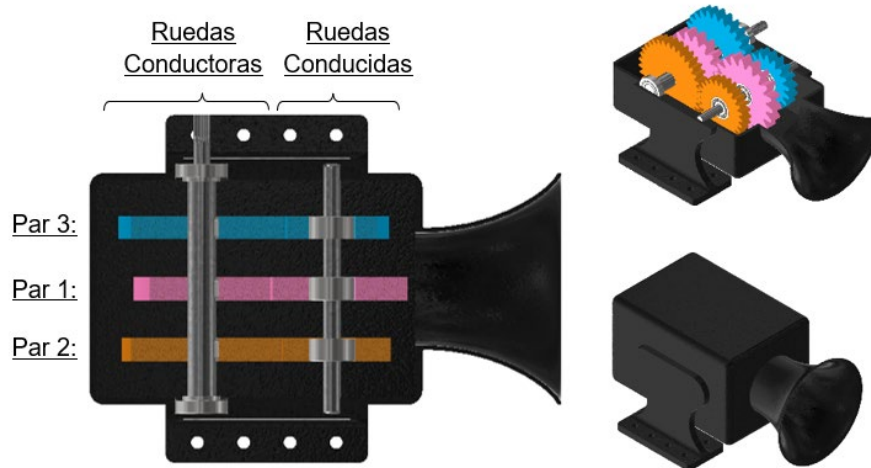


Figura 17. Diseño de la propuesta de MAVAS.

Par de engranajes	Módulo mm	Dientes rueda conductora	Dientes rueda conducida
1	5	17	19
2	3	35	25
3	4	27	18

Tabla 2. Módulo y número de dientes de la propuesta de MAVAS.

La caja que envuelve el mecanismo actúa como chasis para sostener los engranajes. Se ha representado con una abertura en forma de bocina para señalar que se puede mejorar la directividad del sistema a través de su carcasa, sin embargo, el comportamiento acústico de la caja no ha sido estudiado en este trabajo.

Según la normativa [34], los sistemas AVAS deben funcionar en el rango de circulación del vehículo de 0 a 20 km/h . Se ha considerado que el eje conductor del MAVAS girará de 0 a 120 rpm , incrementándose de forma proporcional a la velocidad del vehículo, como si su accionamiento angular se obtuviese directamente del régimen de giro de las ruedas.

Esta normativa impone requerimientos acústicos en tercio de octava para las velocidades de 10 y 20 km/h , por lo se ha simulado el modelo para cada una de las parejas de engranajes a una velocidad de giro de la correspondiente rueda conductora de 60 y 120 rpm .

Posteriormente se obtiene la señal producida por los tres pares de engranajes como la suma

de las presiones producidas por el modelo a las coordenadas de R 2 m y θ igual a 0. Con estas coordenadas, se considera que el MAVAS estaría situado a la mitad de la longitud del vehículo y que la señal sonora generada se evalúa en el plano frontal del vehículo. Este análisis es una forma de simular el ensayo estacionario que propone la normativa en sus métodos B y D [34].

La figura 18 muestra el nivel de presión sonora máximo, mínimo y equivalente resultantes de aplicar un filtro de tercio de octava a la señal de presión sonora de los tres pares de engranajes.

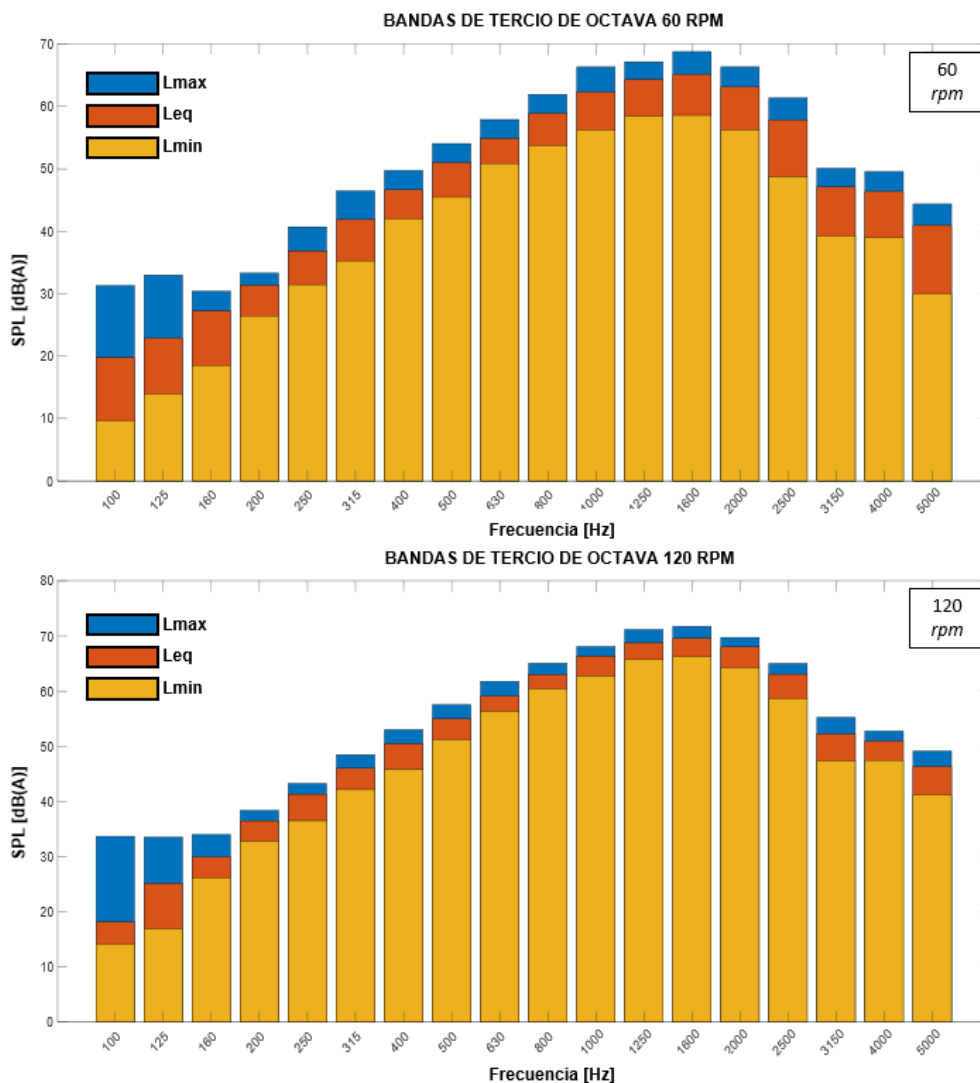


Figura 18. Análisis en tercios de octava de la configuración de MAVAS a 60 y 120 rpm.

En el cuadro 2 de la normativa [34] se indican los niveles mínimos a alcanzar por al menos 2 de las bandas, siendo una de ellas de frecuencia inferior o igual a 1600 Hz. Estos requerimientos son superados por todas las bandas desde los 400 Hz en adelante para ambas situaciones.

Además, existe una limitación del nivel de presión sonora total de $75 \text{ dB}(A)$ con el fin de evitar sistemas de alerta demasiado ruidosos. El nivel de presión sonora de la señal a 60 rpm es de $71 \text{ dB}(A)$ mientras que a 120 rpm se ajustan a los $75 \text{ dB}(A)$ marcados como límite.

2.5. Conclusiones

En este capítulo se ha desarrollado un modelo para predecir el sonido de un par de engranajes con el objetivo de crear un Sistema de Alerta Acústico Mecánico (MAVAS). Este sistema está destinado a permitir que los peatones detecten la presencia de un vehículo eléctrico o híbrido de manera más efectiva que los sistemas existentes al emitir un sonido mecánico más cercano al de un vehículo de combustión tradicional.

El modelo de predicción genera la señal de presión acústica en el dominio temporal de un par de engranajes rectos que giran sin lubricación ni carga transmitida. El modelo ha sido validado con éxito empleando un montaje experimental.

En último lugar, se propone un ejemplo concreto de ensamblaje del MAVAS que prioriza la simplicidad del diseño. El modelo de predicción de sonido se ha utilizado para generar la señal acústica del MAVAS, permitiendo estudiar su adecuación a la normativa [34].

Estos resultados han sido publicados en la revista *Applied Acoustics*, bajo el título *Gear sound model for an approach of a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) to increase EV's detectability* [16]. Puede encontrarse una reproducción del artículo en el anexo al final del documento.

3. IRREGULARIDADES SUPERFICIALES COMO ELEMENTOS REFLECTANTES

Tras el estudio de un sistema de alerta acústica embarcado sobre el propio vehículo, en este capítulo se propone el primer planteamiento para aprovechar un elemento externo que pueda utilizarse como sistema de alerta acústica de vehículos silenciosos.

La propuesta inicial consiste en utilizar el ruido de rodadura propio de la circulación para estudiar su comportamiento ante dispositivos sobre la calzada que sean acústicamente reflexivos y permitan incrementar el nivel sonoro percibido por un peatón. Para ello se parte de un modelo estadístico existente que proporciona los datos de generación sonora, mientras que a través de técnicas BEM se estudia la propagación ante un elemento reflectante.

3.1. Modelo de generación

El modelo empleado para proporcionar la generación acústica de la propuesta de estudio parte de los métodos descritos en la Directiva 2015/996 [71] de la UE para la evaluación del ruido del tráfico rodado, ferroviario y aéreo, así como las fuentes del ruido industrial desarrollados en el marco del proyecto *Common Noise Assessment Methods in Europe*, conocido comúnmente como CNOSSOS. Esta metodología se utiliza para la creación de los mapas estratégicos de ruido exigidos en todos los Estados miembros de la UE cada 5 años por la Directiva 2002/49/CE [72].

El modelo CNOSSOS [52], actualizado en 2021 [73], caracteriza de forma independiente cada el ruido del sistema de propulsión y el ruido de rodadura, e incluye un modelo común para su propagación desde la fuente al entorno. En este apartado se describe el desarrollo del modelo correspondiente a la emisión sonora del tráfico rodado, así como su adaptación al propósito planteado.

3.1.1. Emisión sonora del tráfico rodado según CNOSSOS

La metodología CNOSSOS determina la fuente sonora correspondiente al tráfico rodado como una combinación de la emisión de cada vehículo de forma individual. Estos

vehículos se agrupan en cuatro categorías diferentes con características acústicas comunes:

1. Vehículos Ligeros: Coches de pasajeros, todoterrenos, caravanas o furgones que no superen los 3500 kg.
2. Vehículos Medios: Camiones o autobuses de más de 3500 kg con dos ejes.
3. Vehículos Pesados: Camiones o autobuses de más de 3500 kg con tres o más ejes.
4. Vehículos de dos ruedas: ciclomotores y motocicletas, pero también se incluyen triciclos o quads.

Para un tráfico regular, de media anual de vehículos hora Q_m en un período del día determinado, que circulan a una velocidad media v , el nivel de potencia sonora lineal $L_{W,eq,lineal,i,m}$ se calcula según la expresión 3.1.

$$L_{W,eq,lineal,i,m} = L_{W,i,m} + \log\left(\frac{Q_m}{1000 \cdot v}\right) \quad (3.1)$$

Donde:

$L_{W,i,m}$ es el nivel de potencia sonora instantáneo de un único vehículo.

m es el índice que indica la categoría de vehículo.

i hace referencia a cada una de las bandas de octava desde 125 Hz a 4000 Hz.

Cada vehículo se representa acústicamente como una única fuente puntual en su centro y separada del firme a una altura de 5 cm.

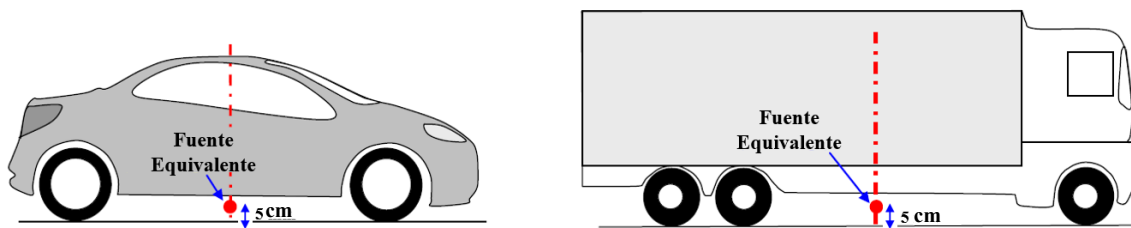


Figura 19. Localización de la fuente sonora puntual equivalente de un vehículo [52] .

Esta fuente puntual tiene una potencia sonora obtenida como suma logarítmica de las aportaciones del ruido de rodadura $L_{WR,i,m}$ y del ruido del sistema de propulsión $L_{WP,i,m}$, ver ecuación 3.2.

$$L_{W,i,m} = 10 * \log(10^{L_{WR,i,m}/10} + 10^{L_{WP,i,m}/10}) \quad (3.2)$$

La aportación del ruido de rodadura se identificó a través de la realización de ensayos

Coast-By, de cuyo análisis se pudo definir la potencia sonora del ruido de interacción neumático-calzada como se muestra en la expresión 3.3.

$$L_{WR,i,m} = A_{R,i,m} + B_{R,i,m} \log\left(\frac{v}{v_{ref}}\right) + \Delta L_{WR,i,m} \quad (3.3)$$

Donde:

$A_{R,i,m}$ y $B_{R,i,m}$ son coeficientes dependientes de los índices i y m . Para su consulta, ver cuadro F-1 de [73].

v_{ref} es la velocidad de referencia fijada en 70 km/h.

$\Delta L_{WR,i,m}$ es la corrección del nivel de potencia del ruido de rodadura debido a diversos factores:

- Empleo de parte del tráfico de neumáticos con clavos.
- Circulación sobre rotondas o en las proximidades de semáforos.
- Temperatura diferente a la referencia de 20 °C.
- Diferentes tipos de calzada $\Delta L_{WR,calzada,i,m}$

3.1.2. Adaptación

La modelización de un vehículo silencioso se abordó en el trabajo de H. Campello [9] para adaptar el modelo NMPB ROUTES [74] a la proliferación de los vehículos eléctricos. Este era el modelo anterior a CNOSSOS para la elaboración de mapas de ruido. La solución propuesta se basaba en eliminar por completo la contribución del sistema de propulsión del cálculo de la potencia de la fuente, dejando únicamente el ruido de rodadura como mecanismo de generación sonora en los vehículos silenciosos.

Por ello, para estudiar el paso de un vehículo silencioso, se considera únicamente un fuente puntual móvil de potencia acústica $L_{WR,i,m}$. De las cuatro correcciones aplicables, las más relevantes para el propósito de modelización de este capítulo son las referentes a la temperatura y al tipo de calzada, puesto que el empleo de neumáticos con clavos es más propio de la climatología de los países escandinavos y la circulación contemplada es en línea recta sin más obstáculos que el dispositivo reflectante.

La corrección de la temperatura $\Delta L_{WR,temp}$, planteada por el modelo CNOSSOS, implica un descenso del nivel de potencia acústica conforme la temperatura **temp** aumenta según la

expresión 3.4.

$$\Delta L_{WR,temp} = K (20 - temp) \quad (3.4)$$

Donde **temp** se evalúa en °C, mientras que **K** es un coeficiente que depende del tipo de calzada y del tipo de neumático a la vez que presenta cierta dependencia con la frecuencia objeto de estudio. Este coeficiente se puede simplificar a 0.08 dB/°C para los vehículos de categoría **m** 1, 0.04 dB/°C para los de categoría **m** 2 y 3, y de valor nulo para los de categoría **m** 4.

La corrección debida al tipo de calzada $\Delta L_{WR,calzada,i,m}$, ver ecuación 3.5, es un factor de especial relevancia para el cálculo del ruido de rodadura, puesto que puede llegar a suponer una diferencia de hasta 15 dB(A) entre diferentes tipos de pavimentos en las mismas condiciones de circulación.

$$\Delta L_{WR,calzada,i,m} = \alpha_{calzada,i,m} + \beta_{calzada,m} \log\left(\frac{v}{v_{ref}}\right) \quad (3.5)$$

Donde:

$\alpha_{calzada,i,m}$ es un factor dependiente del tipo de calzada y de los índices **i** y **m**.

$\beta_{calzada,m}$ es un factor dependiente del tipo de calzada y del índice **m**, pero no así de la frecuencia. Para la consulta de ambos coeficientes, ver cuadro F-4 de [73].

El modelo CNOSSOS considera en su propagación que la reflexión contra el pavimento de la fuente puntual actúa como un plano de simetría que duplica esta fuente de forma incoherente para cada una de las bandas de estudio [75]. Por otro lado, al estudiar la propagación a través del Método de los Elementos de Contorno a una frecuencia determinada, se obtiene una suma de amplitudes que produce un incremento coherente de las señales. De esta forma, la potencia $L_{model,i,m}$ del modelo de reflexión del ruido de rodadura contra irregularidades se muestra en la ecuación 3.6.

$$L_{model,i,m} = L_{WR,i,m} + \Delta L_{WR,temp} + \Delta L_{WR,calzada,i,m} - 3 \text{ dB} \quad (3.6)$$

3.2. Modelo de propagación

Una vez se ha detallado la obtención de la fuente sonora que simula el ruido de rodadura de un vehículo durante su circulación, el siguiente paso consiste en determinar las condiciones de contorno y el procesado del modelo de propagación frente a irregularidades acústicamente reflectantes.

3.2.1. Condiciones de contorno

El modelo desarrollado para la propagación mediante BEM se basa en una fuente sonora localizada en un espacio abierto sobre la que se sitúan una serie de superficies acústicamente reflectantes, ver figura 20. Este modelo de propagación ha sido implementado en el software COMSOL Multiphysics.

Como se adelantaba en el apartado 1.4, la ventaja principal de este método reside en que el medio de propagación no ha de discretizarse. La metodología BEM presenta, sin embargo, una serie de limitaciones, como no poder modelizar materiales porosos o no permitir estudiar la propagación en espacios interiores. Otro de los inconvenientes es la ausencia de algunas funcionalidades posibles mediante FEM, como, por ejemplo, modelizar fuentes monopulares en el propio entorno BEM.

Por ello, la fuente sonora se ha modelizado mediante FEM como un monopolo puntual dentro de una esfera de aire de 5 cm de radio cuyo interior ha sido discretizado. La potencia de esta fuente viene determinada por la ecuación 3.6. La superficie de la esfera sirve de conexión entre los entornos BEM y FEM mediante la imposición de establecer una continuidad en el campo de presión sonora generado.

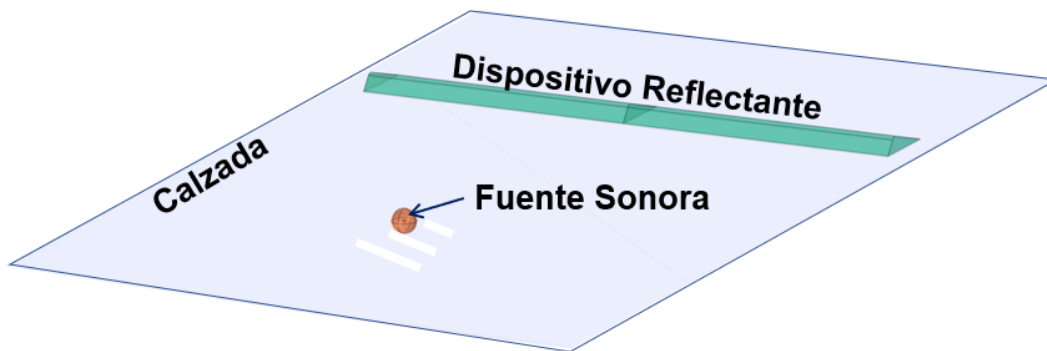


Figura 20. Condiciones de contorno del modelo de dispositivos acústicamente reflectantes.

La calzada se modeliza como una superficie de extensión infinita puramente reflectante, puesto que las condiciones derivadas de los diferentes tipos de pavimento: materiales, rugosidad o propiedades acústicas ya se tienen en cuenta a través de la ecuación 3.5 a la hora de influir en la potencia de la fuente como mecanismo de generación.

El dispositivo reflectante es un polígono extruido en la dirección transversal al sentido de la circulación, apoyado sobre la calzada. Sus superficies son también acústicamente reflectantes para que todas las componentes del campo de presiones que sean incidentes

sobre este elemento se vean completamente redireccionadas.

3.2.2. Configuración

Mediante el Método de los Elementos de Contorno se puede calcular la propagación acústica a través de las variaciones de presión en un medio en condiciones estacionarias. Para ello, se resuelve la ecuación de Helmholtz, como se detalla más adelante en el punto 4.4, para cada una de las frecuencias de estudio. En este caso, se ejecuta el análisis para cada una de las frecuencias centrales de las bandas de octava de índice i .

La fuente puntual representa el modelo sonoro de un vehículo, por lo que, para simular su circulación, se realizan de forma sucesiva diferentes análisis acústicos donde se varía la posición de la fuente puntual respecto del elemento reflectante. La imagen 21 muestra la propagación sonora del modelo a 1000 Hz con la fuente en la cota 0 m :

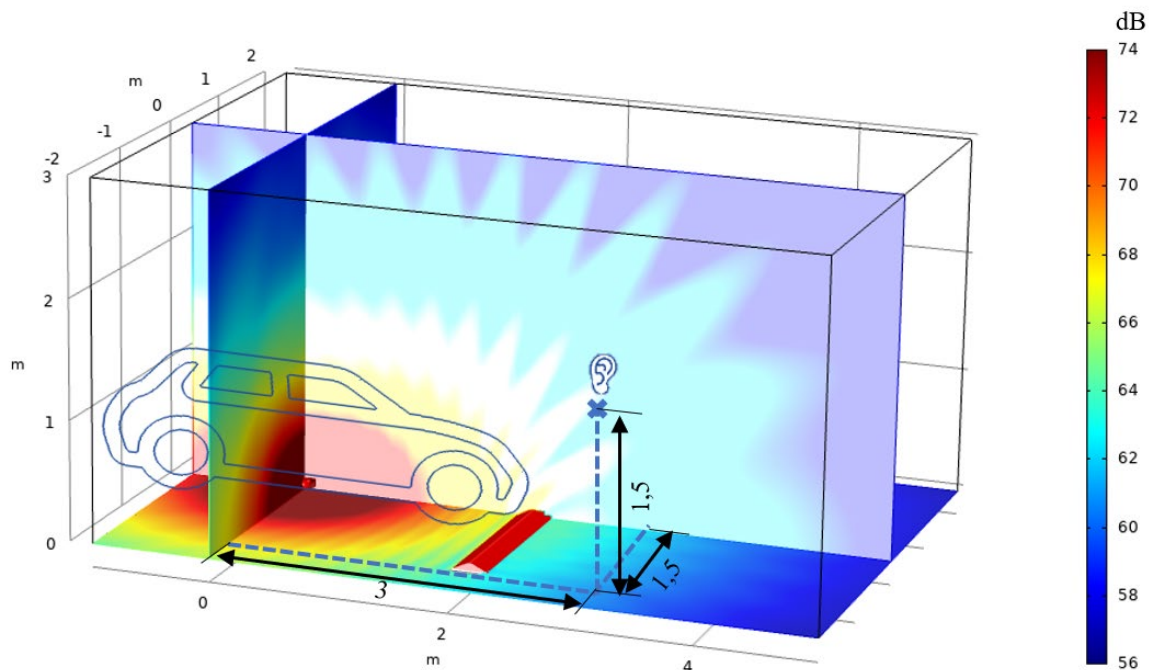


Figura 21. Simulación de propagación acústica a 1000 Hz .

Si se simula la circulación de un turismo de longitud 4 m , cuando la fuente se sitúa a la cota 0 , el elemento reflectante quedaría situado justo en su plano frontal. Sobre la imagen 21 se muestran también las cotas de un receptor sonoro a una altura de $1,5\text{ m}$ empleado para evaluar el nivel de presión que percibiría un peatón situado a orillas del dispositivo de reflexión con una separación 1 m .

Finalmente, el nivel de presión sonora total **SPL**, registrado en las coordenadas del receptor, se calcula como la suma logarítmica de la contribución del nivel L_{p_i} de cada

banda de índice i , ver ecuación 3.7. Este análisis se repite para cada una de las posiciones de la fuente.

$$SPL = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=125}^{4000} 10^{Lp_i/10} \right) \quad (3.7)$$

3.3. Simulaciones

En este apartado se han realizado dos tipos de estudios diferentes. El primero de ellos para comparar cómo afectan distintos tipos de geometrías reflectantes sobre la propagación sonora. El segundo estudio se realiza para contemplar el efecto de repetir en serie una de las geometrías.

Los análisis se han realizado configurando la fuente sonora para un turismo, vehículo de categoría m igual a 1, sobre el pavimento (variable **calzada**) de referencia del modelo CNOSSOS y a una temperatura **temp** igual a 20 °C.

Este análisis se efectúa desplazando la fuente puntual desde una cota de -7 m en la dirección de circulación hasta los 7 m, simulando la realización de un ensayo Pass-By con un vehículo silencioso. Cabe señalar que, ya que los análisis se realizan de forma discreta y estacionaria, el efecto de la velocidad se tiene en cuenta a través de su aportación sobre la generación sonora (ecuaciones 3.3 y 3.5). En este caso, se ha establecido una velocidad de circulación v de 20 km/h.

3.3.1. Diferentes geometrías

La figura 22 muestra los 5 tipos de secciones analizados, todas tienen una base de 30 cm y una altura de 7 cm. La sección 1 es un triángulo isósceles redondeado en su ápice, la sección 2 es un arco circular, la sección 3 tiene forma de cojín y las secciones 4 y 5 son el mismo triángulo, pero orientado de forma opuesta al sentido de circulación de izquierda a derecha.

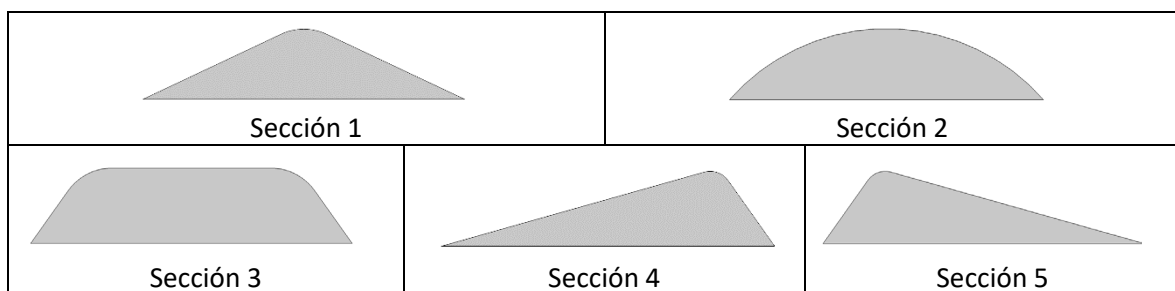


Figura 22. Secciones elementos reflectantes.

Los resultados de las simulaciones realizadas se muestran en la figura 23, junto con el resultado de la simulación sin badén, donde se evalúa el nivel de presión sonora registrado en la posición del receptor. Cada análisis acústico se ha realizado en incrementos de un metro hasta la cota 1, posición en la que el frontal del turismo habría alcanzado al receptor, y posteriormente en incrementos de 2 m. Los marcadores de la figura se han unido mediante *splines*.

En la coordenada de 0 m, todos los resaltos provocan un aumento del nivel de presión respecto de la simulación sin elemento reflectante. En esta cota, la fuente por sí misma, genera sobre el reflector un nivel de 61,5 dB que se ve incrementado casi en 1 dB para las secciones 3 y 4.

La posición de la fuente puntual en la cota de -3 m marca el inicio del efecto amplificador, señalado sobre la figura 23, ya que antes de ella la simulación sin badén era la predominante. El efecto amplificador de los resaltos finaliza en la cota de 1 m, donde ya se considera que el turismo habría alcanzado la posición del receptor, por lo que el efecto sobre la propagación sonora deja de ser relevante. El pico máximo se sitúa cuando la fuente puntual alcanza los 3 m, ya que esta se localizaría justo al frente del receptor.

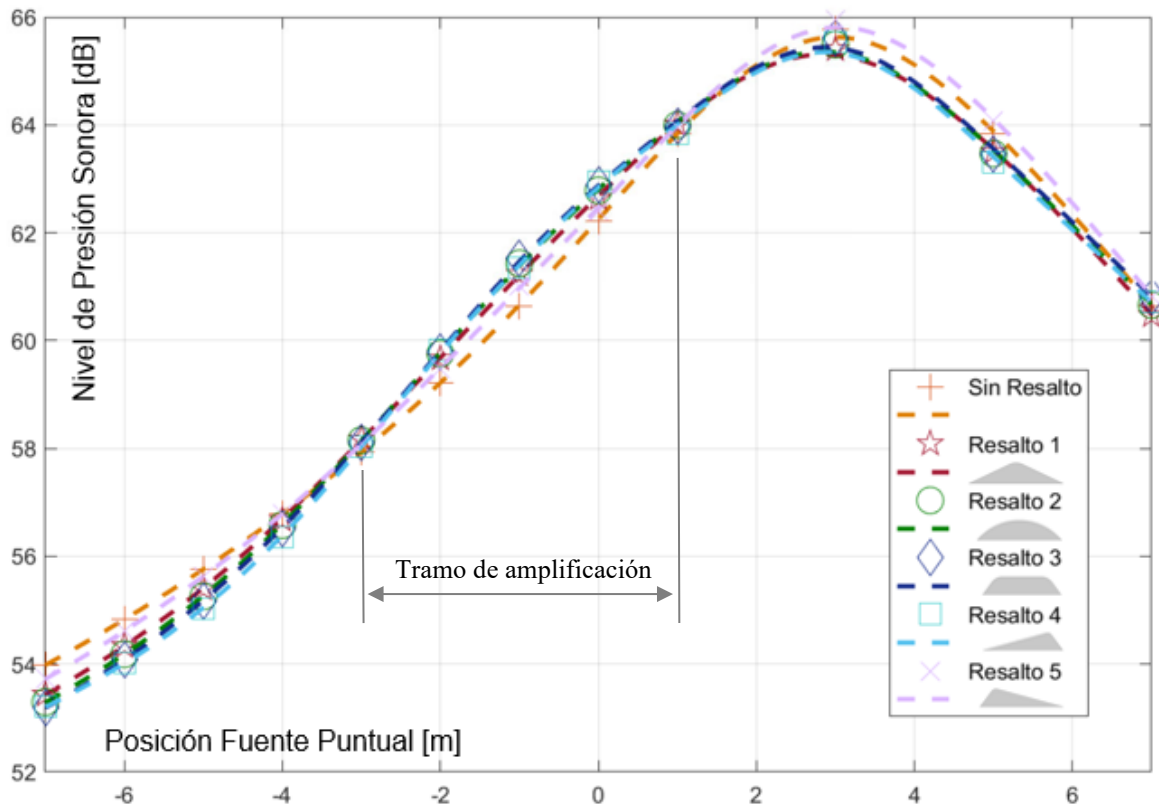


Figura 23. Nivel de presión sonora para las simulaciones de reflexión con diferentes secciones.

3.3.2. Resaltos en serie

El siguiente estudio consiste en replicar la sección 2, escogida por tener una forma más suavizada, para comprobar su efecto sobre la propagación sonora. A los análisis realizados se añade la simulación con 3 resaltos, situando 2 más al existente por el sentido de aproximación del vehículo con una separación entre ellos de 30 *cm* y la simulación con 5 resaltos, en este caso localizando 2 a cada uno de los lados del resalto único. Los resultados del nivel de presión sonora registrado por el receptor se muestran en la figura 24.

En este caso los análisis se han realizado en incrementos de 1 *m* hasta la cota 0. Tras alcanzar la cota 0, los incrementos son diferentes en cada una de las situaciones, para así evitar posiciones donde la fuente sonora se sitúe sobre alguno de los resaltos.

La presencia de múltiples resaltos implica una serie de reflexiones que oscilan entre la atenuación y la amplificación, hecho visible especialmente a partir de la cota 0, cuando la fuente ya se encuentra entre los resaltos en serie. Este hecho podría servir para generar una señal modulada en amplitud que pueda ser utilizada como elemento de alerta sonora, pero las mayores diferencias se dan cuando el vehículo ya ha alcanzado la posición del receptor y no durante su aproximación.

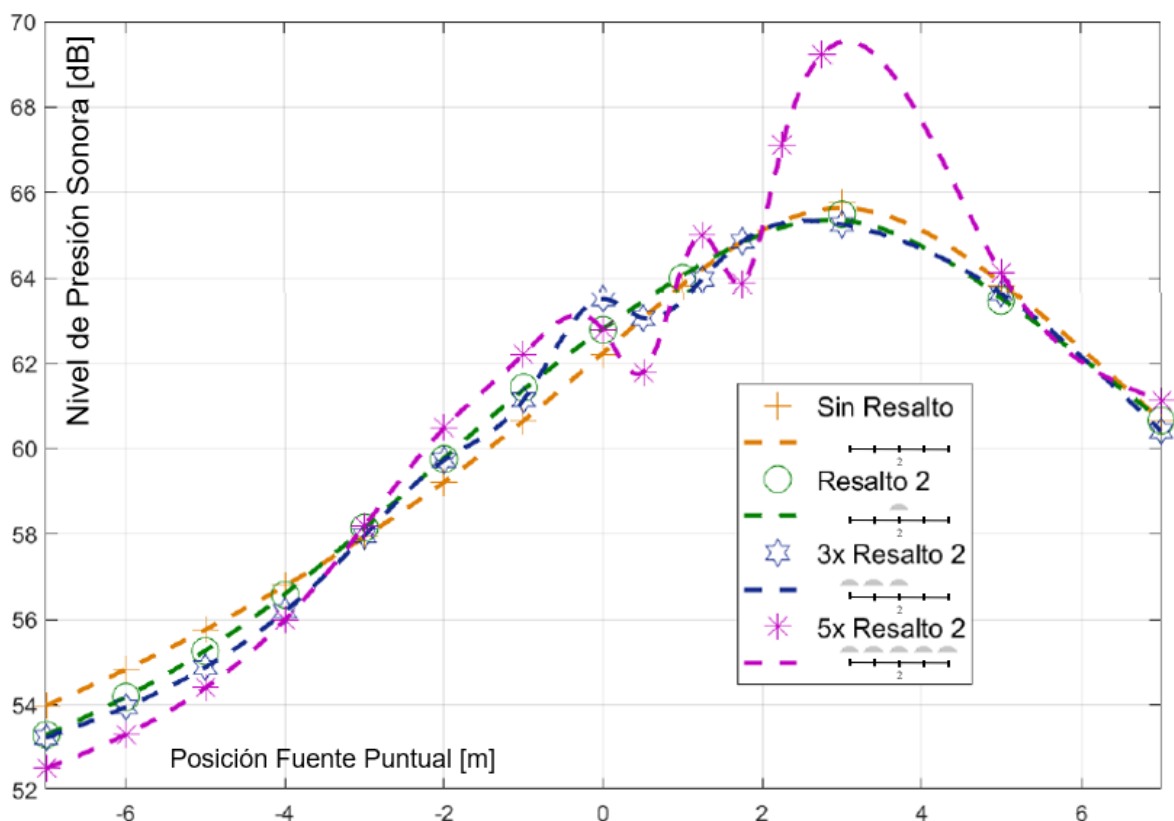


Figura 24. Nivel de presión sonora para las simulaciones de reflexión con múltiples resaltos.

3.4. Conclusiones

A lo largo de este capítulo se han llevado a cabo una serie de análisis para estudiar el efecto que produciría instalar elementos acústicamente reflectantes en la calzada sobre el ruido de rodadura de un vehículo. En las simulaciones presentadas, la fuente sonora se obtiene del modelo CNOSSOS, mientras que el estudio de la propagación se realiza empleando un modelo BEM.

Los análisis se realizan desplazando la fuente sonora a lo largo de la dirección de circulación. El nivel de presión sonora se ha medido en la posición de un receptor situado a 1,5 m de altura. Los resultados indican que, dependiendo del tipo de geometría reflectante, se puede alcanzar un incremento de hasta 1 dB sobre el ruido de rodadura. Este trabajo ha sido presentado en el congreso Tecniacústica 2020 [76].

Se concluye que la metodología BEM resulta ser una herramienta útil para el estudio de la propagación acústica del ruido de rodadura. Sin embargo, solo a través de la reflexión sonora no se puede lograr una diferencia significativa en el ruido generado por la propia circulación de los vehículos silenciosos. Por lo tanto, es necesario desarrollar un modelo de impacto de un neumático circulando sobre las irregularidades de la calzada para posteriormente analizar su propagación sonora mediante BEM.

4. MODELO SONORO DEL IMPACTO DE UN NEUMÁTICO CONTRA UN PLANO

En este capítulo, se describe un modelo simplificado que servirá como base sólida para el desarrollo del modelo final de predicción sonora del ruido de impacto de un neumático circulando contra una irregularidad en la calzada.

El modelo expuesto a lo largo de este capítulo determina el ruido de impacto de un conjunto de neumático y llanta contra una superficie plana. El modelo consiste en dos partes consecutivas y debidamente enlazadas. En primer lugar, se realiza un análisis dinámico en el dominio temporal mediante FEM, para obtener la vibración de la superficie del neumático. En segundo lugar, la vibración se utiliza como fuente sonora en un análisis de propagación en el dominio de la frecuencia mediante BEM.

4.1. Parametrización del neumático

El modelo se inicia con la generación de la geometría de un neumático de tipo radial. Estos neumáticos representan prácticamente la totalidad de los neumáticos empleados en el parque automovilístico de Europa y Norteamérica [77]. La figura 25 muestra la sección transversal de un neumático de este tipo sobre la que se han señalado sus principales partes:

- Banda de rodadura: componente en contacto con la calzada cuya misión es garantizar una buena adhesión.
- Flanco: protege a la carcasa contra impactos, rozaduras y mejora la durabilidad ante los efectos de la intemperie y la fatiga.
- Cinturones: formados por capas reforzadas con cables de acero. Proporcionan rigidez y resistencia a la banda de rodadura.
- Talón: aros de acero recubiertos de diferentes capas protectoras de caucho. Anclan el neumático a la llanta y distribuyen las tensiones sobre este.
- Carcasa: armadura compuesta de cordones de acero o tela que se distribuyen de

forma radial extendiéndose de talón a talón. Refuerza el neumático permitiéndole retener la presión de inflado.

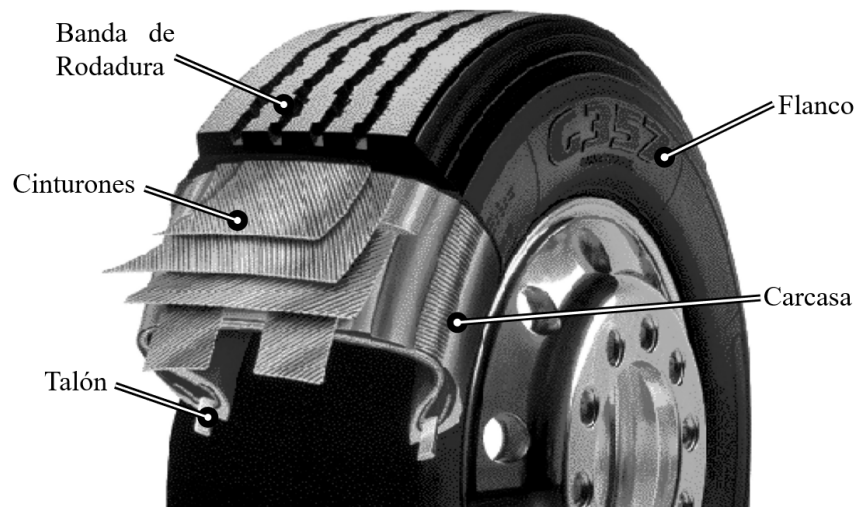


Figura 25. Sección transversal de un neumático radial [78].

La geometría del neumático modelizada se ha parametrizado para que pueda ser generada automáticamente a partir del código métrico ISO [79]. Las dimensiones fundamentales de un neumático vienen determinadas por la combinación de una serie de dígitos que aparecen grabados en el flanco del neumático como se muestra de forma esquemática en la figura 26.

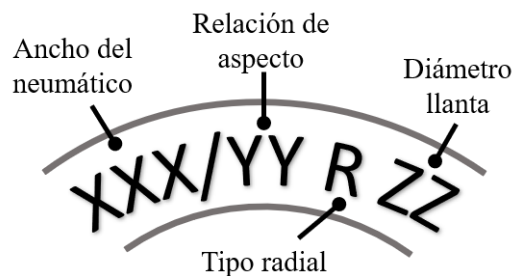


Figura 26. Código métrico ISO para neumáticos.

El ancho del neumático se indica en milímetros, el diámetro de la llanta en pulgadas y la relación de aspecto es un valor adimensional que permite calcular la altura del flanco como porcentaje del ancho del neumático como se muestra en la ecuación 4.1.

$$Altura\ flanco = Ancho\ del\ neumático \frac{Relación\ de\ aspecto}{100} \quad (4.1)$$

Existen dos excepciones a lo indicado por el código de la relación de aspecto. En el caso de que no existan los dígitos correspondientes se toma el valor de 82 % y si es un valor numérico superior a 200, se corresponde con el diámetro total del neumático en

milímetros. En el caso general, el diámetro total se obtiene según la expresión 4.2.

$$\text{Diámetro total} = \text{Diámetro llanta} + 2 \text{ Altura flanco} \quad (4.2)$$

Para la generación de la geometría del neumático, ver figura 27, primero se realizó la mitad de la sección transversal. La sección se encuentra separada en cada una de las partes del neumático a excepción de la carcasa que se corresponde con el contorno interior remarcado en azul. La sección completa se obtuvo por simetría y después, mediante una revolución, se obtuvo la geometría definitiva del neumático. Cada parte del neumático es ahora un elemento volumétrico, excepto la carcasa que es un elemento superficial.

Sobre la figura 27 se han señalado las dimensiones fundamentales obtenidas a partir del código ISO. El resto de medidas, como espesores o longitudes de los elementos más pequeños, también han sido parametrizados para agilizar el proceso de generación de una nueva geometría.

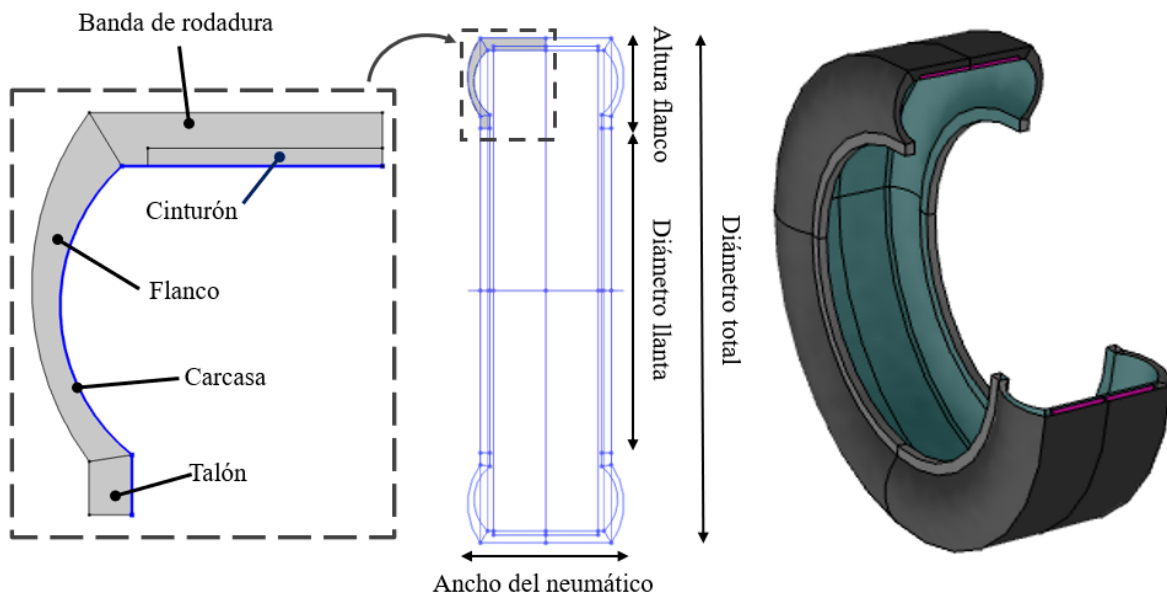


Figura 27. Generación de la geometría del neumático.

La geometría de neumático generada tiene la superficie lisa. Los mecanismos de generación de ruido relacionados con los detalles de la superficie, tales como los efectos de adherencia y las resonancias de Helmholtz, ocurren a frecuencias superiores a las que se estudian en este análisis, que se enfoca en los mecanismos de impacto.

Como ejemplo de funcionamiento de la geometría parametrizada, se han generado tres neumáticos diferentes, el primero correspondiente a un turismo compacto, el segundo a un camión ligero y el tercero a un coche deportivo. Los valores del código ISO que generan

estos neumáticos se recogen en la tabla 3.

	Neumático 1	Neumático 2	Neumático 3
Ancho del neumático [mm]	205	265	265
Relación de aspecto	45	70	40
Diámetro llanta [in]	16	17.5	21

Tabla 3. Valores código ISO de tres tipos de neumático diferentes.

En la figura 28 se muestra cada una de las geometrías malladas.



Figura 28. Geometría mallada de tres tipos de neumáticos diferentes.

La malla del modelo también se ha parametrizado para que se genere automáticamente. El mallado del volumen del neumático se crea realizando un barrido circular de la malla 2D de la sección del neumático. Todo el modelo, incluyendo tanto la generación de la geometría como los análisis FEM y BEM posteriores, se ha implementado en el software COMSOL Multiphysics de forma unificada.

4.2. Modelo dinámico FEM

El modelo básico que describe el impacto entre el neumático y una superficie plana se asemeja a una carga variable en el tiempo, por lo que debe estudiarse a través de un análisis transitorio en el dominio temporal. La respuesta dinámica del sistema se estudia a través de la ecuación del movimiento que se analiza a través del Método de los Elementos Finitos, ver ecuación 4.3.

$$M \ddot{u} + C \dot{u} + K u = F \quad (4.3)$$

Donde:

\mathbf{u} es el campo de desplazamientos y sus derivadas son: el campo de velocidad $\dot{\mathbf{u}}$ y de aceleración $\ddot{\mathbf{u}}$.

\mathbf{M} , \mathbf{C} y \mathbf{K} son las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez.

\mathbf{F} es el vector de fuerzas aplicado.

El análisis dinámico no suele conllevar la resolución explícita de la expresión anterior, sino que se afronta desde una aproximación numérica adecuada, como ocurre con el principio de los trabajos virtuales [80].

Para la correcta definición de la simulación dinámica se han de plantear las condiciones de contorno apropiadas, determinar las características de material empleado y configurar correctamente el estudio.

4.2.1. Condiciones de contorno

El modelo planteado consiste en un neumático acelerado contra una superficie fija y plana. Las condiciones de contorno se muestran de forma gráfica en la figura 29 y se enumeran a continuación:

1. Contacto entre la banda de rodadura y la superficie. Se ejecuta un algoritmo de contacto que restringe la posibilidad de que las superficies de destino, marcadas en violeta, penetren en las superficies objetivo, marcadas en amarillo.
2. Superficie fija. La superficie plana se considera indeformable e inamovible frente al choque del neumático, por ello su campo de desplazamientos se restringe como nulo.
3. Aceleración de la gravedad. Se aplica la fuerza de la gravedad al volumen del neumático.
4. Presión de inflado. Se aplica una fuerza distribuida por unidad de área de valor constante en el interior del neumático cuya dirección es perpendicular a la superficie de la carcasa.
5. Modelizado de la llanta. El efecto de la llanta sobre el neumático se logra a través de las siguientes condiciones:

- a. En primer lugar, se rigidizan los contornos del talón que permanecerían en contacto con llanta, marcados en naranja en la figura 29, para convertirlos en indeformables. Así se simula el efecto de que estos contornos se encuentran en contacto contra un cuerpo cuya rigidez es mucho mayor.
- b. En segundo lugar, la masa de la llanta se modeliza como una masa puntual de valor constante en el centro de gravedad de las superficies rígidas del talón [81]. De esta forma se considera el efecto inercial del mayor peso de conjunto neumático-llanta.

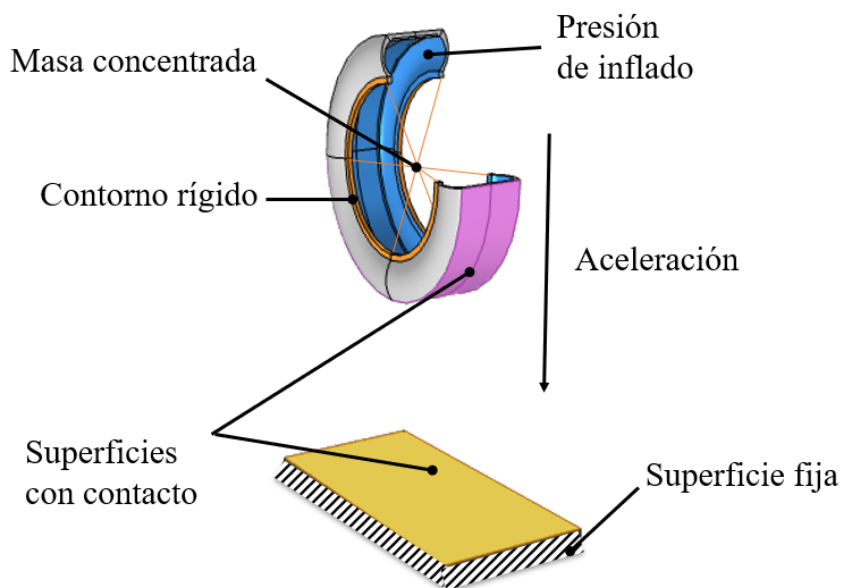


Figura 29. Condiciones de contorno del modelo dinámico de impacto contra una superficie plana.

4.2.2. Propiedades de material

En la bibliografía se ha empleado de forma habitual el análisis FEM para determinar las características mecánicas del neumático. Una parte fundamental de estas simulaciones es la correcta elección de las propiedades de los materiales empleados en el modelo.

En [56] se analizan las deformaciones y tensiones de diferentes partes del neumático. Para ello se emplean características de material hiperelásticas configuradas a partir del modelo constitutivo de Yeoh. Un material hiperelástico es aquel que puede sufrir grandes deformaciones las cuales no se relacionan de forma lineal con la tensión.

En otro ejemplo [82] se obtienen las características verticales de fuerza-desplazamiento de un neumático. En este caso, se utilizan los modelos hiperelásticos Neo-Hookeanos y de

Ogden de forma ortótropa, es decir, diferenciando las características en las direcciones radial y transversales del neumático. De esta forma se consigue modelizar de manera más fidedigna elementos no homogéneos como la carcasa.

La desventaja de las formulaciones hiperelásticas es que el tiempo de cálculo crece de forma exponencial frente a los modelos de material lineales, dificultando su aplicación práctica en simulaciones dinámicas.

Por ello, en este modelo y su posterior adaptación a condiciones de circulación, se han empleado las características de los materiales elástico-lineales, con Módulo de Young y Coeficiente de Poisson diferentes para cada una de las partes que componen el neumático. La tabla 4 recoge los valores obtenidos de la bibliografía [55], junto con la densidad y la tipología de elementos de malla.

	Módulo de Young [MPa]	Coefficiente de Poisson	Densidad [kg/m ³]	Tipo de elemento
Flanco	3.940	0.49	1140	Hexaedros y prismas
Banda de rodadura	3.501	0.49	1120	Hexaedros y prismas
Talón	210000	0.30	7800	Hexaedros y prismas
Cinturón	50	0.40	1110	Hexaedros y prismas
Carcasa	300	0.38	1080	Cuadriláteros (Superficies)

Tabla 4. Propiedades de material empleadas en el modelo de impacto.

Como se aprecia en la tabla 4, el talón tiene las propiedades elásticas del acero, los flancos y la banda de rodadura son materiales blandos con propiedades de diferentes cauchos mientras que el cinturón y la carcasa, con mayor Módulo de Young, aportan rigidez al conjunto.

4.2.3. Configuración del análisis

Como paso previo a la simulación dinámica se produce un análisis estacionario con el neumático fijado por los contornos rígidos de la llanta. De esta forma, la presión de inflado hincha el neumático, deformándolo y alcanzando un estado tensional de equilibrio.

Para modelizar el impacto, el neumático se separa una distancia acotada entre la parte inferior de este hasta la superficie plana y rígida. El neumático, que parte del reposo, se acelera hasta impactar contra la superficie, momento en el que rebota y se produce la vibración.

La simulación dinámica se realiza en pasos de tiempo TS inversos a la frecuencia de muestreo FS , que determinará por el teorema de Nyquist la frecuencia máxima F_{max} que podrá ser objeto de estudio, tal y como se muestra en la ecuación 4.3.

$$F_{max} = \frac{FS}{2} = \frac{1}{2 TS} \quad (4.3)$$

4.3. Conexión FEM-BEM

Tras el análisis dinámico FEM, se obtiene la vibración del neumático a través del campo de aceleraciones de su superficie en función del tiempo $\ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{t})$.

La ventana de tiempo de interés, de duración WT , se inicia en el instante de contacto entre el neumático y la superficie de impacto.

En esta ventana de tiempo se realiza la Transformada Rápida de Fourier (FFT) al campo de aceleraciones para trasladarlo al dominio frecuencial $\ddot{\mathbf{u}}(\boldsymbol{\omega})$. Para obtener la verdadera magnitud del campo de aceleraciones en función de la frecuencia, el resultado obtenido se ha de multiplicar por el número de muestras de la señal original en el dominio temporal NS [83] como se muestra en la expresión 4.4.

$$NS = WT \cdot FS = \frac{WT}{TS} \quad (4.4)$$

Tras realizar la FFT, el campo de aceleraciones en función de la frecuencia se mapea en la nueva geometría del neumático sin deformar en el modelo de propagación BEM. De esta forma, se puede relacionar la aceleración de la superficie con la presión acústica \mathbf{p} generada según la expresión 4.5.

$$-\mathbf{n} \cdot \left(-\frac{1}{\rho} \nabla p \right) = \mathbf{n} \cdot \ddot{\mathbf{u}} \quad (4.5)$$

Donde:

\mathbf{n} es el vector unitario normal en cada punto de la superficie.

ρ es la densidad del aire.

$\ddot{\mathbf{u}}$ es el campo de aceleraciones de la superficie del neumático en el dominio frecuencial.

4.4. Modelo de propagación BEM

El análisis de propagación sonora se lleva a cabo mediante el Método de los Elementos de Contorno (BEM). Mediante este procedimiento se realizan simulaciones estacionarias en el dominio de la frecuencia que resuelven la Ecuación de Helmholtz para determinar el campo de presiones acústicas \mathbf{p} , a la frecuencia angular de estudio $\boldsymbol{\omega}$, donde \mathbf{c} es la

velocidad del sonido en el aire.

$$\nabla^2 p + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 p = 0 \quad (4.6)$$

La Ecuación de Helmholtz es una forma simplificada de la ecuación de onda acústica en medios incompresibles para oscilaciones armónicas de frecuencia angular ω [84]. La conversión entre la frecuencia angular y la frecuencia f es:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (4.7)$$

4.4.1. Condiciones de contorno

En esta segunda parte del modelo se genera únicamente la superficie exterior del neumático parametrizado sobre la que se aplica la ecuación 4.5.

La superficie de impacto se considera, además de rígida, como reflectiva, por lo que se modeliza como un plano que refleja el campo de presiones acústicas. Más formalmente, en una superficie reflectiva, la derivada del campo de presiones en su dirección normal es nula.

El efecto de la llanta, ahora visto desde el punto de vista acústico, se modeliza como una superficie también reflectiva en forma de anillo que encierra la cavidad del neumático.

Por último, el neumático y la superficie reflexiva se encuentran separados a una distancia equivalente a la mitad del recorrido realizado por el neumático en la ventana de tiempo de duración WT tras el impacto de este contra la superficie.

Estas condiciones de contorno se muestran de forma esquematizada en la figura 30.

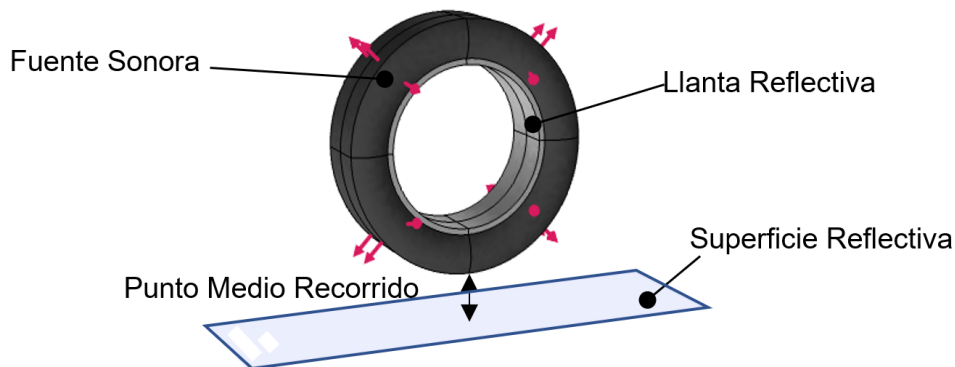


Figura 30. Condiciones de contorno del modelo de propagación acústica del impacto contra una superficie plana.

4.4.2. Configuración del análisis

El proceso de mallado en el modelo BEM implica discretizar únicamente mediante elementos superficiales. El tamaño de estos elementos debe ser más pequeño que la longitud de onda objeto de estudio λ determinada en la ecuación 4.8.

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (4.8)$$

En este modelo, los elementos de malla se limitan a un tamaño máximo 4 veces menor que la longitud de onda más pequeña, correspondiente a la frecuencia F_{\max} .

La ejecución del análisis de propagación debe realizarse para cada una de las frecuencias discretas ω que conforman el ancho de banda de estudio. La Transformada Rápida de Fourier devuelve una señal con un número de muestras en el dominio frecuencial igual al número de muestras NS de la señal temporal de entrada. Por lo tanto, la simulación acústica se ejecuta en forma de barrido con incrementos de frecuencia δf determinados por el tiempo de la venta considerada, ver ecuación 4.9.

$$\delta f = \frac{1}{WT} \quad (4.9)$$

Este incremento determina también el valor de la frecuencia límite inferior que puede ser objeto de estudio, mientras que el límite superior es F_{\max} .

Tras realizar el análisis completo, los resultados se someten a un procesado posterior para obtener el nivel de presión sonora total como suma de cada una de las contribuciones por frecuencia de estudio.

4.5. Conclusiones

En este capítulo se desarrolla un modelo de predicción del ruido de impacto de un neumático contra una superficie plana, empleando para ello una combinación de las técnicas de análisis numérico FEM y BEM.

A partir del modelo tridimensional de un neumático de geometría variable, se ha descrito el análisis transitorio que reproduce el impacto de un conjunto simplificado neumático-llanta acelerado contra una superficie plana, rígida y acústicamente reflexiva. La vibración producida sobre la superficie del neumático es posteriormente empleada como fuente sonora en una simulación de propagación acústica en el dominio de la frecuencia. En el congreso Eurnoise 2021 [99] se presentaron los avances de la modelización descrita en este capítulo.

5. ENSAYO DE CAÍDA LIBRE DE NEUMÁTICO

En este capítulo se presenta el diseño del montaje y la descripción de la instrumentación empleada para validar experimentalmente el modelo sonoro del impacto de un neumático contra un plano. Finalmente, se comparan los resultados obtenidos a través del modelo numérico de predicción con los ensayos realizados para su validación.

5.1. Diseño y fabricación del montaje

Se ha diseñado un montaje experimental que pueda recrear la situación modelizada mediante la combinación de los métodos FEM y BEM del capítulo anterior. Para ello, se ha considerado que la forma óptima de hacer impactar un conjunto neumático-llanta contra una superficie plana y rígida consiste en dejar caer, partiendo del reposo, el conjunto que conforma la rueda desde una altura determinada contra un firme liso.

5.1.1. Estructura para los micrófonos

Para poder registrar con precisión la presión sonora en las mismas ubicaciones durante la realización de los ensayos, se ha construido una estructura capaz de albergar de forma ordenada el conjunto de micrófonos empleados sin que estos interfieran en el proceso de caída del neumático.

Las consideraciones de diseño planteadas implicaban que la estructura fuese ligera y desmontable, para facilitar su transporte y almacenamiento, así como regulable, para poder adaptarse tanto a las condiciones de este proyecto como para poder utilizarse en futuros ensayos.

Por ello, la propuesta realizada consiste en alojar los micrófonos en una disposición de arco circular sobre el plano horizontal al suelo que puede ser desplazado verticalmente hasta fijar la altura deseada. Para ello, se han empleado perfiles tubulares de aluminio, de 25 mm de diámetro y 1,5 mm de espesor. Estos perfiles se han sometido a un curvado, proceso de deformación en frío mediante rodillos, que les ha proporcionado la forma de

arco con un radio de curvatura de $1,5\text{ m}$. Posteriormente han sido cortados a un ángulo de arco de 100° lo que les permite cubrir un ángulo recto con un sobrante de 5° por extremo.

En la figura 31 se muestra el esquema correspondiente a los perfiles curvados, los cuales han sido taladrados cada 15° con una broca de 8 mm para generar el agujero donde se alojan los micrófonos. Dos agujeros de 6 mm han sido realizados de forma adicional para albergar el tornillo del elemento de unión con la sujeción vertical.

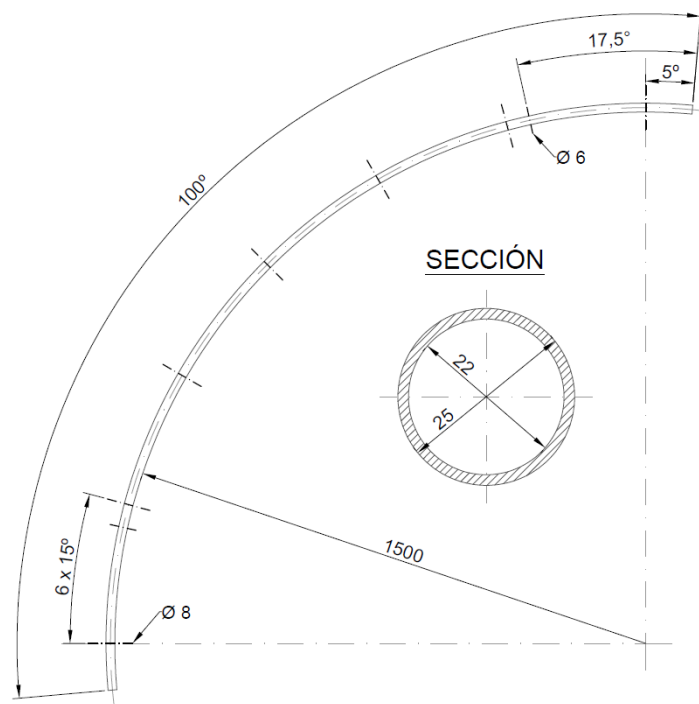


Figura 31. Esquema del perfil curvado para la estructura de micrófonos.

Los perfiles curvados de la figura 31 se han unido a dos perfiles de aluminio extruidos Bosch Rexroth cuadrados de 30 mm de lado que actúan como pilares. Este tipo de perfiles se utiliza para la construcción de estructuras de soporte ligeras de tipo modular en laboratorios y talleres, ya que cuenta con multitud de elementos comerciales de fácil ensamblaje gracias a su contorno ranurado.

El perfil curvado se fija gracias a un tornillo pasante de métrica 6, en cuyo extremo se sitúa una tuerca de martillo para ranuras de 8 mm . A la misma vez y como mecanismo para evitar que el perfil curvado rote hacia abajo, se emplea una escuadra fijada al perfil extruido por otra tuerca de martillo en contacto con el perfil curvado. En la figura 32 se muestra un boceto del conjunto de la estructura donde aparece una vista seccionada transversal de uno de los pilares que permite localizar cada una de las piezas del montaje. Cada una de estas piezas se enumera y describe en la tabla 5.

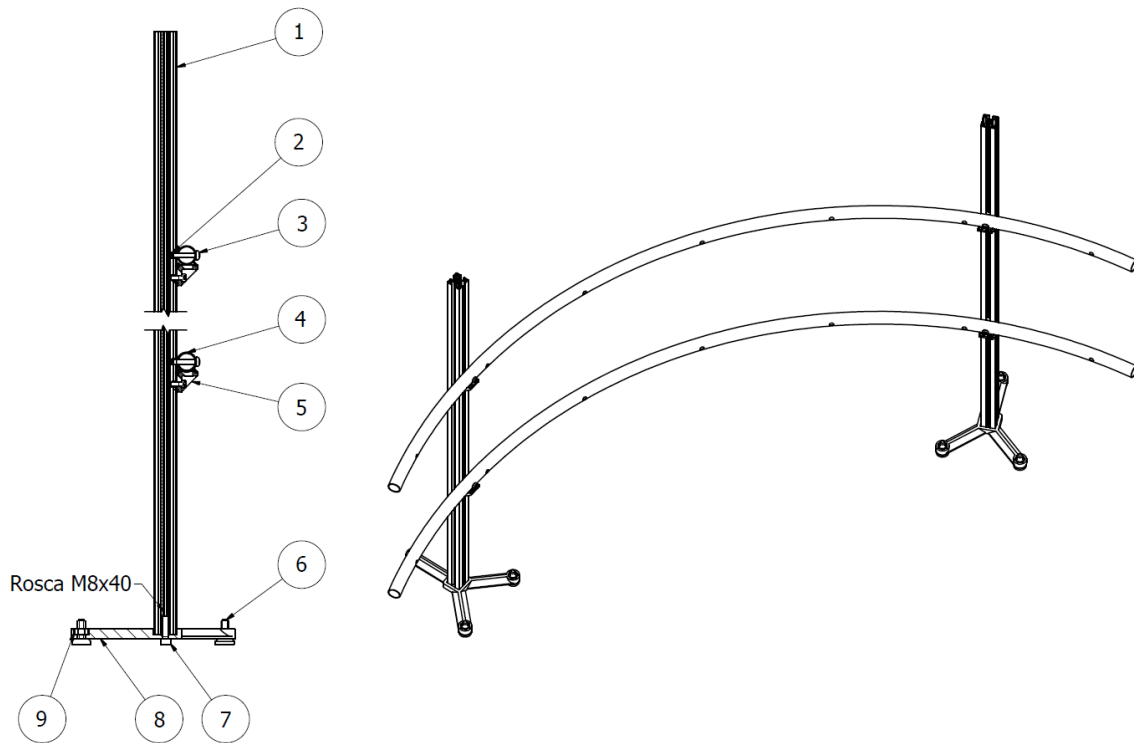


Figura 32. Boceto de la estructura de micrófonos.

Marca	Cantidad	Pieza	Descripción
1	2	Perfil Bosch Rexroth	1000 x 30 x 30.
2	4	Tuerca de martillo	M6, ranura de 8 mm, REXROTH-3 842 523 528.
3	4	Tornillo de cabeza cilíndrica	ISO 7045 H, M6 x 30.
4	2	Tubo curvado	Ver Figura 31.
5	4	Escuadra	Con salientes de centrado para perfil 30/30.
6	6	Nivelador	Base de caucho con tornillo roscado de M8.
7	2	Tornillo de cabeza Allen	ISO 4762, M8 x 30.
8	2	Base	Impresión 3D en PLA.
9	6	Tuerca hexagonal	ISO 4032 M10.

Tabla 5. Lista de piezas de la estructura.

De las piezas listadas, queda por detallar la base de los perfiles ranurados. Esta pieza ha sido modelada mediante software de diseño asistido por ordenador. La pieza ha sido fabricada en el material polimérico conocido como PLA (ácido poliláctico) mediante el proceso de prototipado rápido por deposición fundida en el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad Miguel Hernández de Elche. Consta de un alojamiento

cuadrado central donde se fija mediante un tornillo el perfil ranurado al que se le ha realizado un roscado interior. La base tiene tres patas de sección triangular en cuyos extremos se embebe una tuerca hexagonal para poder equilibrar la base gracias al uso de niveladores de caucho roscados.

Además de estas piezas, se diseñaron e imprimieron en 3D casquillos flexibles en material TPU (poliuretano termoplástico flexible) que permiten encajar los micrófonos en los agujeros de los perfiles curvados de forma segura, sin ser dañados y evitando su desplazamiento. Las piezas fabricadas mediante prototipado rápido se muestran en la figura 33.



Figura 33. Base y casquillos impresos en 3D.

5.1.2. Grúa

Para elevar el neumático hasta la altura deseada, se ha empleado una grúa de taller adaptada. Las grúas de taller se utilizan para que una persona sola sea capaz de desplazar con facilidad cargas pesadas mientras que estas quedan suspendidas en el aire, como ocurre al extraer un motor del chasis del vehículo. En este caso se trata de una grúa hidráulica de accionamiento manual. La elevación de la carga se efectúa mediante una palanca que bombea el aceite a la cámara del cilindro para provocar el avance del pistón. El descenso se logra con la apertura de una válvula que permite el retorno del fluido.

La grúa, modelo MEGA 1T FC10, mostrada en la figura 34, cuenta con un par de patas con ruedas en disposición de V que pueden elevarse para su plegado. Su pluma cuenta con un cabezal que puede fijarse en tres posiciones a través de pasadores. La posición más atrasada permite la elevación de una carga de hasta 1000 kg, mientras que las sucesivas posiciones alejan más la carga de la articulación de la pluma, aumentando el torque y reduciendo la carga efectiva. Este cabezal cuenta con un gancho de cierre por resorte.



Figura 34. Grúa de taller MEGA 1T FC10.

Para adaptar la grúa al propósito del ensayo se ha sustituido el cabezal móvil de la grúa por un perfil de acero de 1,7 m de longitud y de sección rectangular 80 mm por 40 mm y 2 mm de espesor, taladrado para realizar una conexión con pernos sobre los agujeros preexistentes en la grúa y así no dañar su estructura. Con esta nueva configuración se reduce mucho la capacidad portante de la grúa, pero sigue siendo suficiente para la elevación del neumático, el cual ahora se sitúa más allá de las patas para que estas no interfieran en el proceso de medida.

El gancho se ha cambiado por un mecanismo de liberación mecánico construido con anterioridad en el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad Miguel Hernández de Elche. El mecanismo permanece cerrado, aunque esté soportando carga sobre sus pinzas, hasta que se ejerce una ligera tracción sobre el gatillo que posee produciendo su apertura, ver figura 35. Mediante cordino de poliamida de 3 mm se suspende el neumático que cuelga de las pinzas del mecanismo de liberación y también se emplea para accionar el gatillo desde una posición alejada.



Figura 35. Mecanismo de liberación.

5.1.3. Neumático

El neumático utilizado es un Michelin 205/55 R16 TSV 91 V, ver figura 36, empleado con anterioridad en el Laboratorio de Ingeniería Acústica y Vibraciones en ensayos de rodadura sobre un banco dinámico de tambor. Este es un neumático de verano común para multitud de vehículos compactos.

El neumático se montó sobre una llanta de acero de 13 kg empleada para anclar el neumático a la máquina de ensayos por lo que se está reforzada con un disco interior soldado. Posteriormente, el neumático se infló a una presión de hinchado de 2,2 bar como la empleada en condiciones de circulación.



Figura 36. Detalle del código del neumático de ensayo.

5.2. Instrumentación

A continuación, se describe la instrumentación técnica, fiable y debidamente probada, necesaria para el registro preciso de la propagación sonora durante el ensayo de caída. Los sensores y equipos de adquisición se ubican en el Laboratorio de Ingeniería Acústica y Vibraciones de la Universidad Miguel Hernández de Elche.

5.2.1. Micrófonos

Se han empleado 14 micrófonos de la marca Brüel & Kjær, 6 de ellos modelo 4935 y 8 del modelo 4957, cuyas características técnicas se resumen en la tabla 6. Todos ellos son micrófonos de ¼ de pulgada diseñados específicamente para registrar señales sonoras simultáneamente en disposiciones de array, por ello han sido escogidos para ser montados sobre la estructura descrita en el apartado anterior.

Característica	Micrófono 4935	Micrófono 4957	Unidades
Diámetro	1/4	1/4	pulgadas
Sensibilidad nominal	5,6	11,2	mV/Pa
Rango frecuencial	100 - 3000	50 - 10000	Hz
Rango dinámico	48 - 169	32 - 134	dB
Rango de temperatura	-20 - 60	-10 - 55	°C
Voltaje de polarización	0	0	V

Tabla 6. Características técnicas de los micrófonos.

5.2.2. Sistema de adquisición

El sistema de adquisición empleado es un *LMS SCADA Mobile* de *SIEMENS*. Es un equipo especializado en el registro de señales acústicas y de vibración de carácter portátil que trabaja conjuntamente con un ordenador equipado con el software *LMS Test.Xpress*. Gracias a este software se puede configurar las condiciones de adquisición, monitorizar el registro, almacenar las señales e incluso procesarlas in situ.

El sistema, mostrado en la figura 37, cuenta con un chasis modular que contiene las baterías del equipo, la tarjeta de adquisición de hasta 16 canales, la alimentación y el sistema de conexión con el ordenador o con otros dispositivos de adquisición.

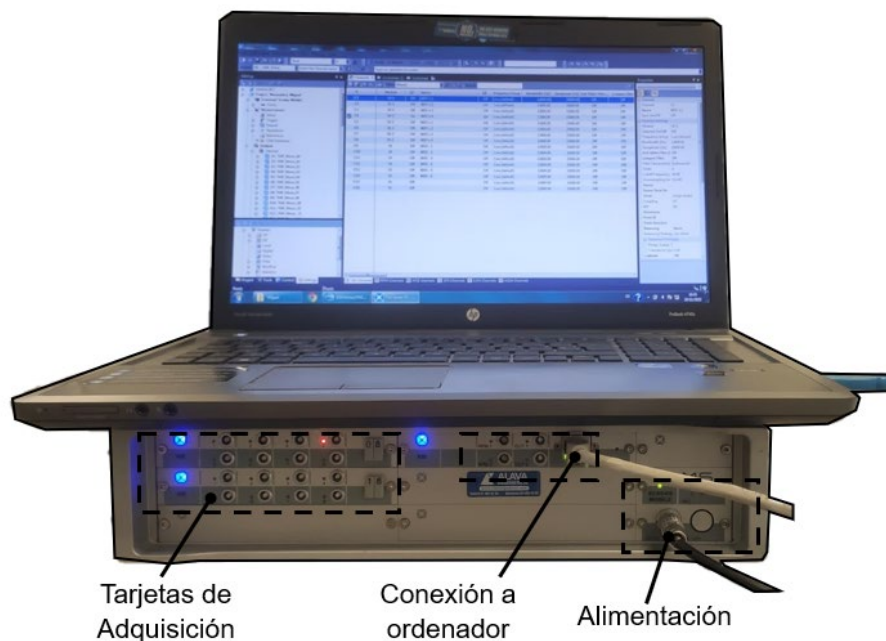


Figura 37. Sistema de adquisición.

Este equipo ha sido configurado antes de la realización de los ensayos, fijando una frecuencia de muestreo de 25 600 *Hz* para cada canal de entrada, los cuales se han calibrado conjuntamente con los micrófonos empleados como se describe en el punto siguiente.

5.2.3. Calibración

Los micrófonos han de ser calibrados antes de la ejecución de los ensayos para garantizar el funcionamiento preciso del proceso de adquisición. La calibración se realizó numerando cada uno de los micrófonos para conectarlos siempre al mismo puerto de entrada. Esta conexión se establece a través de un conjunto de cables encadenados en serie:

1. Conector *SNB* (micrófono) a *BNC* hembra.
2. Cable alargador doble *BNC* macho.
3. *BNC* hembra a *LEMO 00 (LMS SCADA Mobile)*.

Los cables fueron etiquetados para ser empleados de forma unívoca con cada uno de los micrófonos.

El calibrador empleado es el Modelo 4231 de *Briuel & Kjaer* con adaptador para micrófonos de ¼ de pulgada. La calibración se realiza mediante un proceso iterativo y automatizado a través del software *LMS Test.Xpress* que ajusta la sensibilidad de cada micrófono a partir de su valor nominal.

Además del proceso de calibración, se ha realizado la comprobación de que todos los micrófonos se encuentren en fase. Para ello, se han agrupado de forma compacta los 14 micrófonos y se han orientado hacia un altavoz convencional emitiendo un tono de 1000 *Hz*. La figura 38 muestra el detalle del conjunto de sensores sonoros y la señal captada. Se ha representado con una escala de tiempo lo suficientemente pequeña para apreciar la forma senoidal obtenida, donde no existe ningún tipo de desfase entre micrófonos.

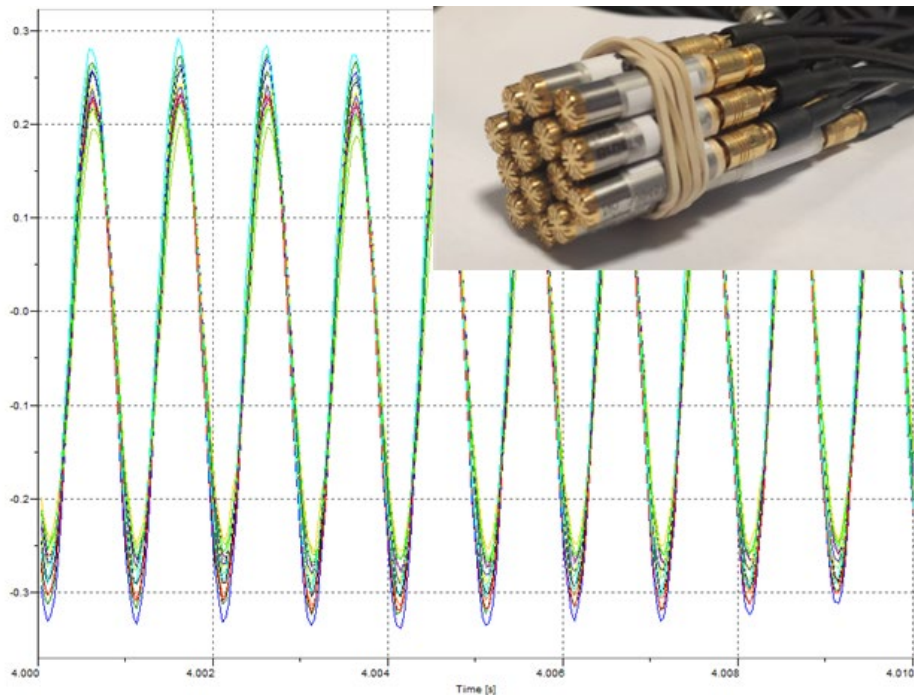


Figura 38. Comprobación de fase en los micrófonos.

5.3. Ensayo

Los ensayos se realizaron en los espacios exteriores del edificio Altet en el campus de Elche de la Universidad Miguel Hernández. Este espacio es adecuado para los ensayos ya que su pavimento es de hormigón pulido, lo que supone disponer de una superficie rígida y reflectiva acústicamente. En el emplazamiento elegido no se localizan otras superficies reflectantes en un radio inferior a 5 *m*. Los niveles de ruido de fondo registrados durante los ensayos no sobrepasaron en ningún momento los 55 *dB*.

El neumático se elevó a una altura de 0,5 *m* respecto de su punto más bajo para la ejecución del ensayo de caída. Se realizaron pruebas desde más altura, sin implicar mejoras en el ensayo. La disposición del ensayo se muestra en la figura 39.

Los perfiles curvados del array de micrófonos se situaron a una altura respecto del suelo de 4 *cm*, la más baja que permitía el montaje, y a 31 *cm*, la mitad del diámetro total del neumático. El array se orienta de forma que los micrófonos a 0° queden alineados hacia el eje de revolución del neumático y los de 90° perpendiculares a la banda de rodadura por su plano medio.

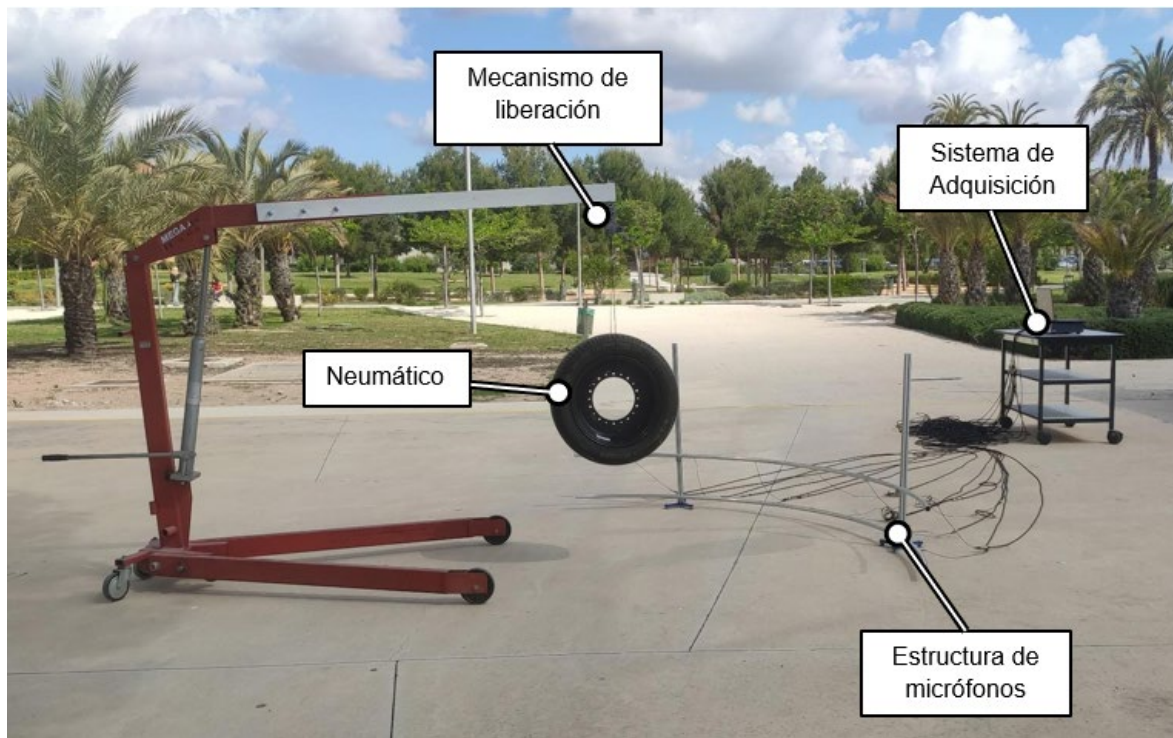


Figura 39. Montaje experimental para el ensayo de caída.

El software de adquisición se configuró con un *trigger* para inicializar la señal registrada en el instante que se sobrepasa un valor umbral de presión determinado. De esta manera se detecta de forma automatizada cuando se produce el impacto. La señal almacenada tiene una duración de 1,5 s, divididos entre 1 s posterior al *trigger* y de 0,5 s previos al impacto.

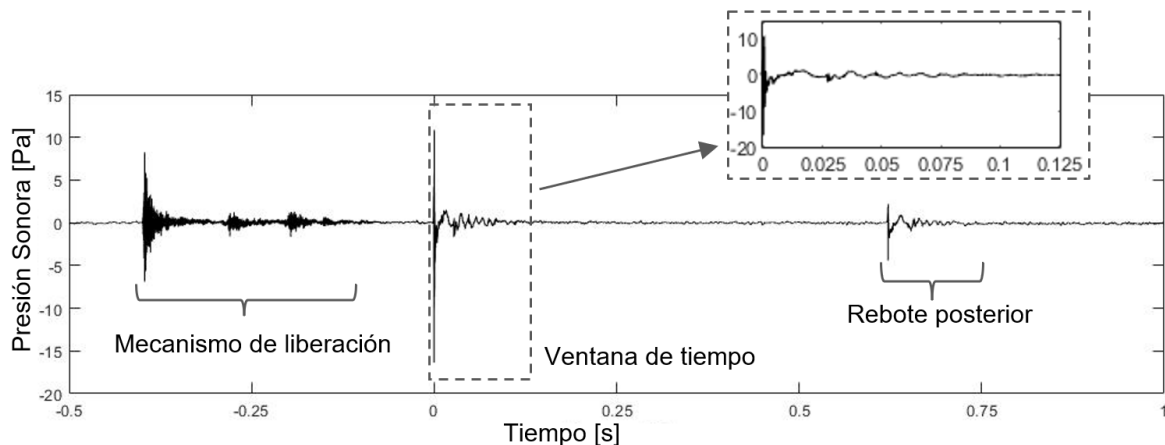


Figura 40. Presión sonora registrada por un micrófono durante el ensayo de caída.

Sobre la señal en el tiempo, mostrada en la figura 40, se puede apreciar el efecto sonoro producido por el mecanismo de liberación del neumático, mientras que en el instante “0” se produce el impacto del neumático contra el suelo. El rebote posterior del neumático también queda recogido como una señal de menor amplitud.

Se establece una ventana de tiempo de $0,25\text{ s}$ tras el contacto del neumático contra el suelo que acota la señal sonora que será procesada. Esta ventana, del valor de la constante de tiempo de la ponderación *Fast*, permite registrar de forma completa la muestra de interés.

5.4. Validación

Para la validación del modelo de caída se realiza una simulación con las mismas condiciones que el ensayo experimental para posteriormente poder comparar los resultados obtenidos.

5.4.1. Simulación

El modelo descrito en el capítulo 4 se configuró en función de las características de los elementos de ensayo: geometría del neumático según su código ISO, altura de caída, presión de inflado y peso de la llanta.

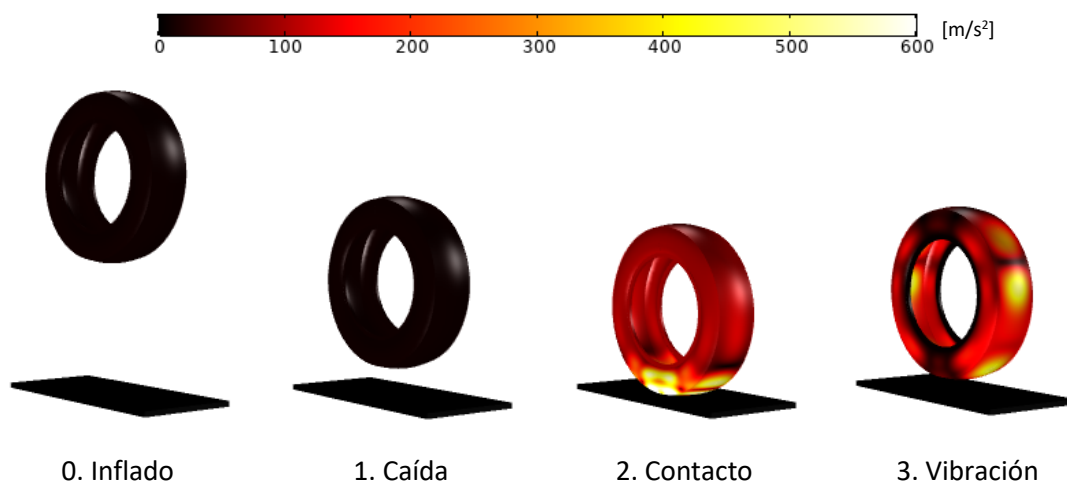


Figura 41. Fases de la simulación dinámica del modelo FEM empleado para la validación.

En la figura 41 se muestran diferentes fases del análisis dinámico en la simulación FEM, sobre las cuales se ha ploteado la aceleración de la superficie del neumático. En primer lugar, se realiza un paso previo para inflar el neumático, después, el neumático cae por efecto de la gravedad desde el reposo hasta el momento del impacto donde se induce la vibración que actúa como fuente sonora en la segunda parte del modelo.

La frecuencia de muestreo **FS** empleada durante la simulación dinámica es de 3000 Hz . Posteriormente se realiza la FFT de la aceleración de la superficie del neumático en una ventana de tiempo **WT** fijada en $0,125\text{ s}$, análoga a lo realizado en el ensayo experimental, desde el instante de la simulación en el que se produce el contacto entre el neumático y la

superficie plana.

Al configurar la simulación frecuencial acústica, se ha establecido una separación de 13 *cm* entre el neumático y la superficie reflectiva, calculada como el punto medio del recorrido del neumático durante la ventana de tiempo de la simulación dinámica.

Los análisis sonoros se realizan en incrementos δf de 8 *Hz*, desde la frecuencia inicial f_0 de 88 *Hz* hasta la final f_n de 1408 *Hz*, para obtener así la contribución que abarca de las bandas de 125 *Hz* hasta la de 1000 *Hz*. Para cada una de las frecuencias f , el campo de presión $p(f)$ obtenido tras cada simulación de propagación se convierte a términos de nivel $Lp(f)$ en unidades de *dB* según la expresión 5.1.

$$Lp(f) = 20 \log_{10} \left(\frac{|p(f)|}{20 * 10^{-6}} \right) \quad (5.1)$$

El nivel de presión sonora total SPL se calcula como la suma logarítmica de la contribución cada frecuencia f como se muestra en la ecuación 5.2.

$$SPL = 10 \log_{10} \left(\sum_{f=88}^{1408} 10^{Lp(f)/10} \right) \quad (5.2)$$

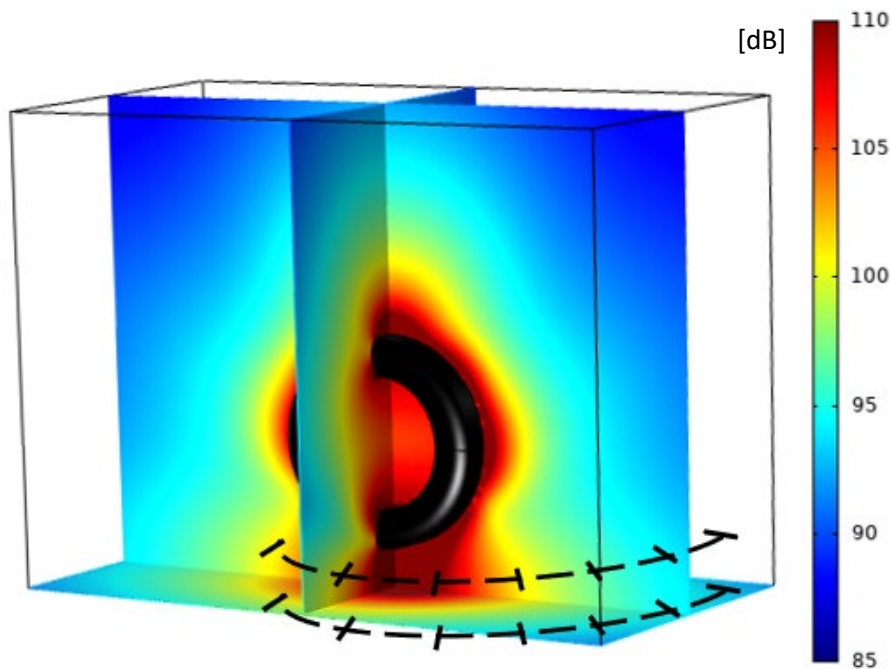


Figura 42. Propagación sonora del modelo BEM empleado para la validación.

De esta forma se obtiene el gráfico de propagación sonora en *dB*, mostrado en la figura 42, donde se representan de forma superpuesta la localización de los puntos equivalentes a la posición de los micrófonos del ensayo experimental.

5.4.2. Comparación

Se realizaron tres ensayos en las condiciones descritas en el apartado 5.3. En las señales registradas para cada uno de los micrófonos, durante la venta de tiempo inicializada por el trigger, se calculó el nivel de presión sonora que abarca las bandas de 125 Hz hasta la de 1000 Hz . Estos valores se comparan en la figura 43 con los obtenidos por la simulación del modelo de propagación en las coordenadas equivalentes a la posición de los micrófonos.

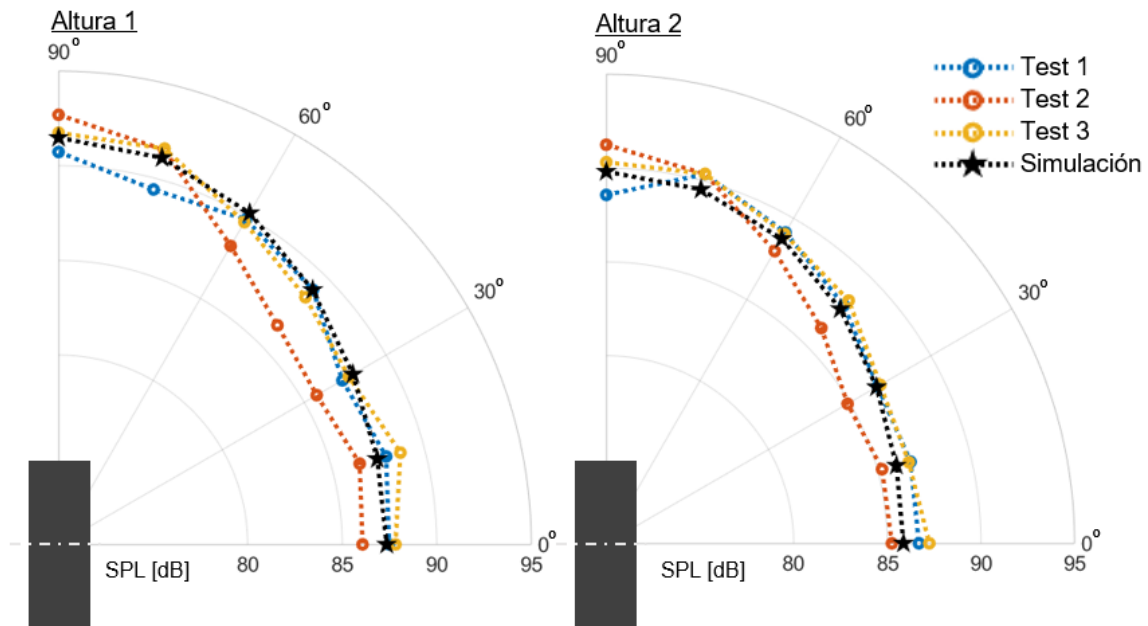


Figura 43. Gráficos polares comparativos del nivel sonoro entre ensayos y simulación de caída.

Los resultados se muestran en la figura 43 en sendos gráficos polares correspondientes a cada una de las alturas del array de micrófonos. La altura denotada como 1 es la más próxima al suelo y la altura 2 la correspondiente a la mitad del diámetro exterior del neumático. La desviación máxima de la simulación respecto de la media de los ensayos es de 1 dB para la altura 1 del array y $0,85\text{ dB}$ para la altura 2.

Desde el punto de vista del análisis de la directividad horizontal se puede apreciar que el SPL alcanzado en la dirección de la banda de rodadura es 4 dB mayor que sobre el eje del neumático en ambas alturas. De este incremento, $1,4\text{ dB}$ pueden deberse a la diferencia de distancia de propagación entre la superficie del neumático y el micrófono receptor. El resto, puede explicarse por la rigidez superior de la banda de rodadura, que transmite mayores vibraciones que el flanco. Por otro lado, la simulación del impacto presenta un SPL medio por micrófono de $1,5\text{ dB}$ superior en la altura 1 respecto de la 2, ya que la altura 1 está más próxima a la zona de contacto del neumático y la superficie reflectiva.

De forma adicional, en la figura 44, se muestran los espectros de frecuencia de la señal registrada por el micrófono a 90° en la altura 1, obtenida tras aplicar la FFT a la señal temporal en la ventana de tiempo, y la señal simulada, generada a partir de cada una de los valores de presión registrados para cada frecuencia del análisis de propagación.

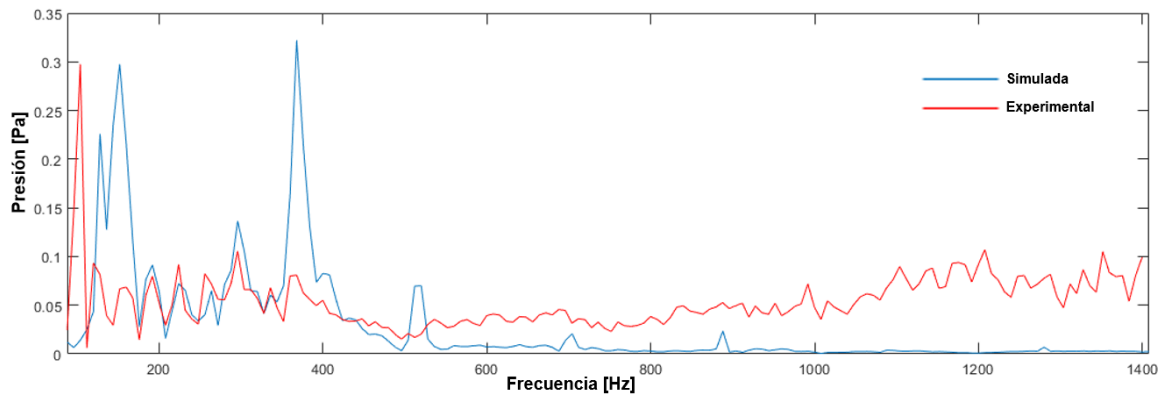


Figura 44. Espectros de frecuencia de la señal sonora experimental y simulada.

En ambos espectros se aprecia mayor cantidad de energía y coincidencias a baja frecuencia, hasta los 500 Hz, y mayor discrepancia a frecuencias por encima de esta, donde la señal simulada se atenúa, mientras que la experimental presenta cierto ruido.

5.5. Conclusiones

En este capítulo se detalla la instrumentación utilizada y los ensayos realizados para validar el modelo sonoro del impacto de un neumático contra un plano. Para llevar a cabo dichos ensayos se define una metodología que garantiza la repetibilidad experimental. El neumático se elevó hasta una determinada altura para dejarlo caer contra el firme. La presión sonora del impacto se registró en varios puntos del espacio mediante una disposición de micrófonos montados sobre una estructura.

La validación se llevó a cabo mediante la comparación del nivel de presión sonora registrado experimentalmente y los resultados obtenidos mediante la simulación del modelo en las condiciones del ensayo.

El modelo detallado en el capítulo 4, junto con la descripción del ensayo y los resultados de validación de este capítulo, fueron publicados en la revista *Applied Acoustics*. El artículo, titulado *Numerical sound prediction model to study tyre impact noise* [17], puede encontrarse en el anexo al final del documento.

6. MODELO SONORO DE CIRCULACIÓN SOBRE IRREGULARIDADES

Los resultados de la comparación entre los ensayos experimentales del ruido de caída de un neumático y las simulaciones numéricas realizadas animan a extender el modelo sonoro para poder reproducir impactos ocasionados durante el proceso de circulación.

El conjunto dinámico de neumático y llanta se desarrolla para representar un cuarto de vehículo en movimiento sobre irregularidades en la calzada. Esta situación induce vibraciones sobre la superficie del neumático que permiten estudiar la propagación sonora del evento. El nuevo modelo generado se utiliza como ejemplo para analizar el ruido producido ante un bache y un resalto.

6.1. Modelo dinámico FEM

Como se ha descrito en el capítulo 4, el modelo numérico se inicia con una simulación dinámica mediante FEM. Las ecuaciones y principios fundamentales son comunes a lo desarrollado en dicho capítulo, por lo que este punto se centrará en las aportaciones adicionales al modelo para adaptar el neumático libre a las condiciones de circulación de un vehículo.

6.1.1. Modelización de un cuarto de vehículo

La modelización de un cuarto de vehículo implica reducir el estudio de la dinámica del vehículo al conjunto formado por una rueda, su sistema de suspensión y una serie de masas agrupadas que determinarán el número de grados de libertad (GDL) del sistema. Esta modelización se emplea de forma habitual en la bibliografía para determinar el rendimiento de la suspensión [85] y para estudiar el comportamiento vibratorio del vehículo [86].

El sistema de suspensión conecta las ruedas y los ejes al chasis del vehículo a través de dos elementos fundamentales: resorte y amortiguador. Su funcionamiento es esencialmente el mismo, con independencia de la tipología del sistema de suspensión y características del vehículo [87]. El resorte sostiene el peso del vehículo y garantiza el contacto entre

neumático y calzada, mientras que el amortiguador disipa la energía vibratoria. El sistema de suspensión se encarga de contribuir a la estabilidad de la conducción y absorber las irregularidades del terreno, mejorando por tanto la seguridad y el confort.

Además del sistema de suspensión descrito, se pueden considerar sistemas secundarios como los que aíslan los asientos del propio chasis o considerar el contacto entre neumático y calzada como una conexión elástica. De esta forma, se puede modelizar un cuarto de vehículo como un sistema de varios grados de libertad. En [88] se modelizan, para el mismo sistema de 3 GDL, tanto un vehículo de combustión interna como un eléctrico, únicamente modificando el valor de los diferentes parámetros.

La modelización de 2 GDL [89] es más reducida, pero mantiene un buen compromiso para representar la dinámica vertical del vehículo. En este caso, la propuesta esquematizada en la figura 45, consiste en sustituir los componentes relativos a la rueda y su contacto con el firme por el modelo FEM del neumático desarrollado en el capítulo 4. Las variables de la figura 45 se describen en la tabla 7.

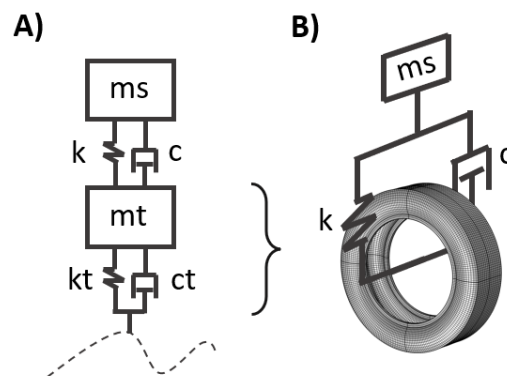


Figura 45. Modelos de un cuarto de vehículo: A. 2 GDL y B. Modelo Propuesto.

Variable	Descripción	Unidades
ms	Masa suspendida correspondiente a ¼ del vehículo.	<i>kg</i>
k	Rigidez de la suspensión.	<i>N/m</i>
c	Coefficiente de amortiguamiento de la suspensión.	<i>N s/m</i>
mt	Masa no suspendida, incluye el peso del neumático y de la llanta.	<i>kg</i>
kt	Rigidez del contacto del neumático contra el firme.	<i>N/m</i>
ct	Coefficiente de amortiguamiento de la disipación producida por el neumático	<i>N s/m</i>

Tabla 7. Variables del modelo de un cuarto de vehículo.

6.1.2. Condiciones de contorno

Del modelo de caída del neumático se heredan tanto la parametrización geométrica y las características de material como gran parte de las condiciones de contorno. El interior del neumático está sometido a la presión de inflado, la aceleración de la gravedad actúa sobre su volumen y la banda de rodadura se establece como superficie de contacto contra el pavimento.

La modelización de la llanta se realiza de nuevo a través de rigidizar los contornos del talón que se encontrarían en contacto con ella. En estos contornos se sigue aplicando el peso de la llanta como una masa puntual agregada en su centro de gravedad, y ahora, de forma adicional, se emplean también para servir de conexión a través de su centro de masas, nombrado como RMC por sus siglas en inglés, al sistema de suspensión [90]. Este sistema ejerce una fuerza sobre la masa suspendida y el RMC definida según la ecuación 6.1.

$$F_{suspensión} = k (d_{ms} - d_{RMC}) + c (\dot{d}_{ms} - \dot{d}_{RMC}) \quad (6.1)$$

Donde:

d_{ms} y d_{RMC} son el desplazamiento vertical desde la posición de reposo de la masa suspendida y del centro de masas de la llanta.

\dot{d}_{ms} y \dot{d}_{RMC} son la velocidad vertical de la masa suspendida y del centro de masas de la llanta.

La figura 46 muestra las condiciones de contorno del modelo dinámico. El contorno rígido que modeliza la llanta, coloreado en amarillo, se encuentra restringido para que únicamente se pueda desplazar verticalmente. Por otro lado, el firme se modeliza como un cuerpo rígido que se desplaza en el sentido de circulación a la velocidad v .

El objetivo del modelo dinámico es obtener la vibración de la superficie del neumático como el campo de aceleraciones $\ddot{\mathbf{u}}$ para el posterior análisis acústico. Con las condiciones de contorno aquí presentadas también se podría utilizar como herramienta para estudiar el confort de los pasajeros y la respuesta del vehículo a través del desplazamiento de la masa suspendida al circular sobre una irregularidad. Este hecho se utiliza en la bibliografía para optimizar el perfil de un resalto reductor de velocidad [91].

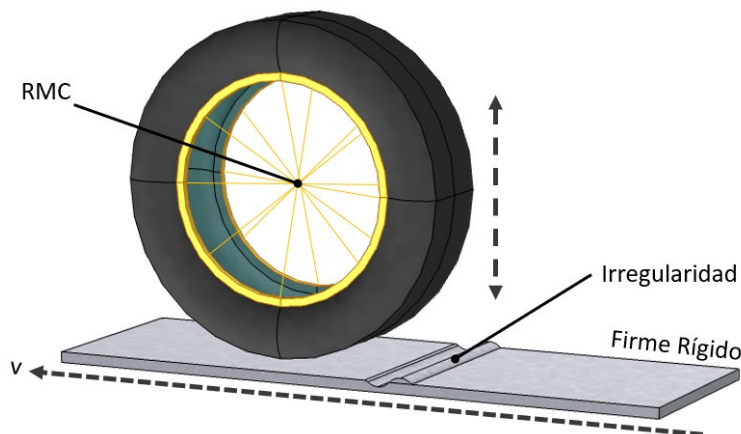


Figura 46. Condiciones de contorno del modelo dinámico de impacto contra irregularidades.

Además, se puede incluir la posibilidad de que el neumático gire a la vez que se desplaza el firme, imponiendo en el contorno rígido que modeliza la llanta un desplazamiento angular φ en función del tiempo t , descrito según en la ecuación 6.2.

$$\varphi = \frac{2 t v}{\text{Diámetro total}} \quad (6.2)$$

Esta característica no se ha empleado para la modelización de la propagación sonora debido a la dificultad de mapear una superficie rotatoria sobre una estacionaria [92].

6.1.3. Configuración de la simulación

Antes de realizar el análisis dinámico se realizan dos estudios estacionarios previos. En el primero de ellos se aplica la presión de inflado a la vez que se obliga al contorno rígido que modeliza la llanta a desplazarse 2 mm hacia abajo. Gracias a esto, el neumático se hincha a la vez que se empieza a generar una huella de contacto entre el neumático y la calzada. Posteriormente, se libera la masa suspendida y la gravedad se aplica a todo el conjunto para alcanzar la posición de equilibrio inicial.

La simulación dinámica se inicia desde las condiciones de reposo vertical alcanzadas y se realiza en incrementos de tiempo TS en un tiempo de simulación suficiente para que el neumático supere la irregularidad. Tras la ejecución del análisis se acota la ventana de tiempo WT desde el instante en que el neumático alcanza la irregularidad. De esta forma, se obtiene el campo de aceleraciones $\ddot{\mathbf{u}}$ de la superficie del neumático en función del tiempo.

6.2. Modelo de propagación BEM

Tras la realización del análisis dinámico, se aplica la FFT al campo de aceleraciones para

transferirlo al dominio de la frecuencia. A continuación, se emplea la ecuación 4.5 para relacionar el campo de aceleraciones con la presión sonora generada por la fuente junto con el resto de condiciones de contorno.

6.2.1. Condiciones de contorno

La superficie exterior del neumático, sin deformar y apoyado sobre el plano del suelo, se utiliza como fuente sonora como se muestra en la figura 47. La llanta se modeliza de nuevo como un anillo de superficie acústicamente reflectante. Del mismo modo, la calzada vuelve a considerarse como un plano reflectante. No se incluye la geometría de la irregularidad puesto que los resultados del capítulo 3 indicaban que su efecto sobre la propagación no es significativo.

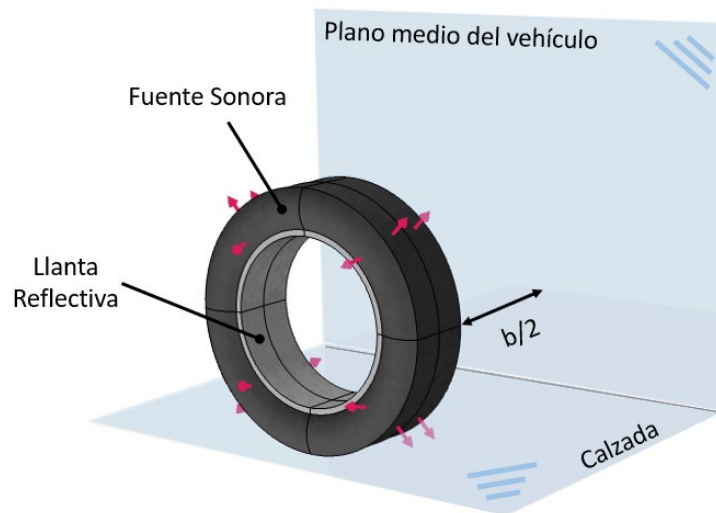


Figura 47. Condiciones de contorno del modelo acústico de impacto contra irregularidades.

Se añade un plano reflectante vertical que se utiliza como plano de simetría longitudinal del vehículo. Este plano se encuentra separado de la geometría del neumático a la mitad del ancho de vías b del vehículo considerado. Así, se consigue replicar el efecto que tendrían un par de ruedas correspondientes a uno de los ejes del vehículo impactando contra la irregularidad, partiendo de un modelo dinámico de un cuarto de vehículo se logra un modelo de propagación acústica de medio vehículo.

6.2.2. Postprocesado

De forma análoga al modelo de propagación del ruido de impacto producido por la caída libre del neumático (ver apartado 4.4.2), el análisis sonoro se realiza en forma de barrido en incrementos de frecuencia δf .

Posteriormente, se obtiene el nivel de presión sonora correspondiente al rango de frecuencia abarcado **SPL** según la ecuación 5.2.

6.3. Ejemplos de aplicación

Para demostrar las posibilidades del modelo, se han analizado dos tipologías de irregularidades diferentes: un bache o agujero y un resalto.

La geometría del neumático considerada es la del código ISO 205/55 R16, equivalente a la empleada para la validación del ensayo de caída del capítulo anterior.

Las simulaciones dinámicas se han configurado para una velocidad de circulación v de 10 *km/h*, una masa suspendida m_s de 400 *kg* y las características del sistema de amortiguamiento: rigidez k de 20 000 *N/m* y coeficiente de amortiguamiento c de 3000 *N s/m*.

6.3.1. Bache

Los baches o agujeros se han estudiado en la bibliografía [93] para estudiar el estado de la calzada y determinar las labores de mantenimiento necesarias. Para este análisis, se ha establecido un bache con las dimensiones mínimas que implican su clasificación en el grado más alto de severidad: longitud 457 *mm* y profundidad máxima de 50,8 *mm*.

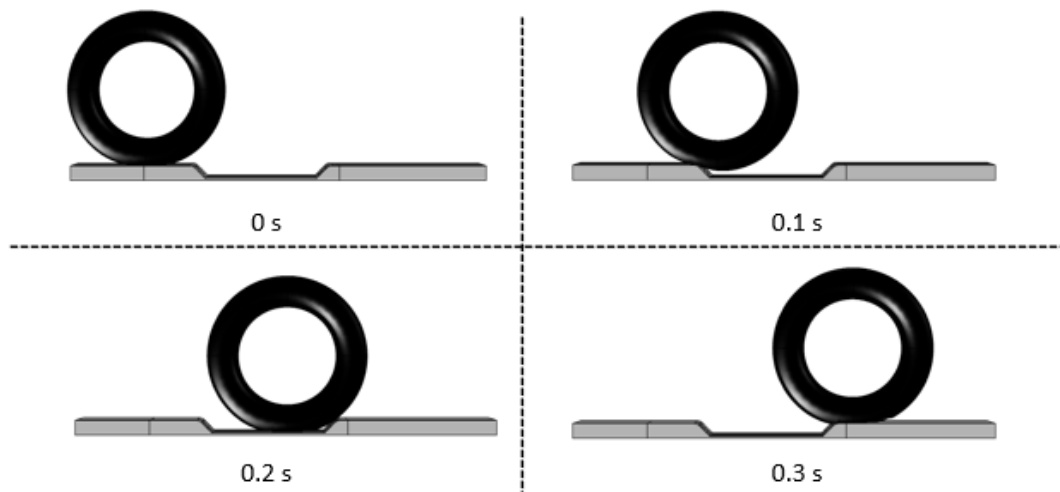


Figura 48. Fotogramas de la simulación dinámica de la circulación sobre un bache.

La figura 48 muestra la simulación dinámica a través de diferentes fotogramas. El instante inicial mostrado a 0 *s* se corresponde a la posición de equilibrio con la totalidad de las condiciones de contorno aplicadas.

A partir del instante en el que el neumático impacta contra la parte inferior del agujero se

inicia la ventana de tiempo **WT** de duración 0,125 s. La propagación sonora generada para este evento vibratorio se muestra en la figura 49, donde la flecha con la letra **A** marca el sentido de circulación y la flecha con la letra **L** indica el sentido que apunta hacia el exterior del vehículo. El nivel de presión sonora plotado **SPL** abarca las bandas de 125 Hz a 1000 Hz.

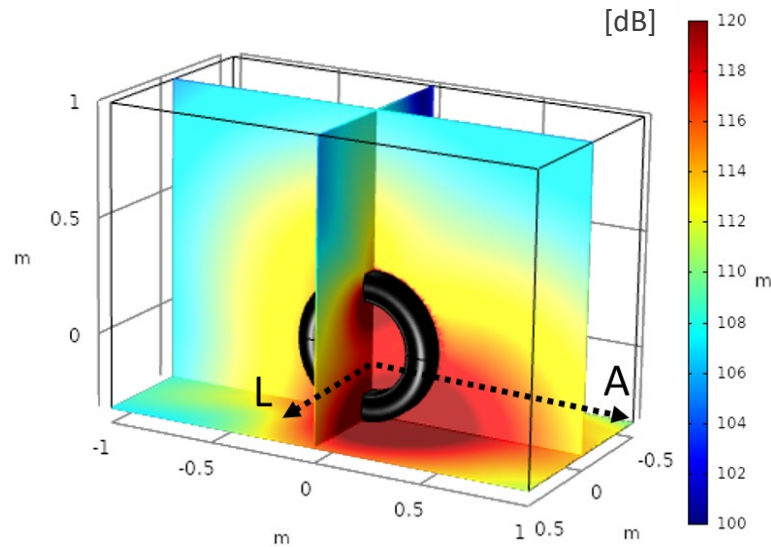


Figura 49. Propagación sonora del impacto del neumático contra un bache.

Además de la propagación sonora en el campo cercano al neumático, se puede evaluar que ocurre a mayores distancias. Por ejemplo, el gráfico polar de la figura 50 se corresponde con un plano horizontal situado a 1,5 m de distancia respecto del suelo, donde los diferentes colores de línea muestran el radio de evaluación respecto del eje vertical y central del neumático en incrementos de 2 m.

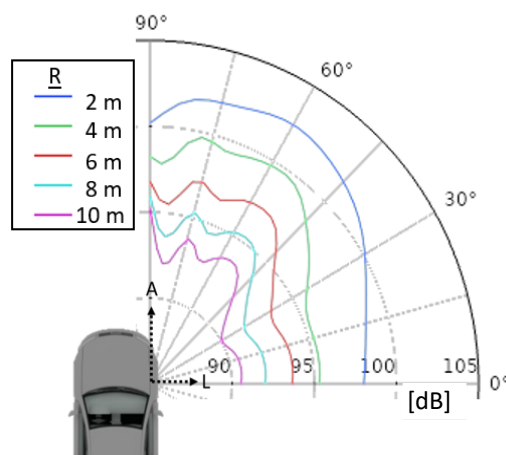


Figura 50. Evaluación a diferentes distancias de la propagación sonora del impacto contra un bache.

6.3.2. Resalto

La normativa española sobre los resaltos reductores de velocidad [94] distingue entre los elementos fabricados in situ, como son los pasos de peatones sobreelevados o los resaltos tipo lomo de asno, y los dispositivos prefabricados. Estos últimos son generalmente fabricados en plástico y sus dimensiones se encuentran acotadas según el tipo de vía y la velocidad de circulación. La sección más acusada permitida es un arco circular de 70 mm de altura y base de 600 mm . La figura 51 muestra la circulación sobre este tipo de irregularidad.

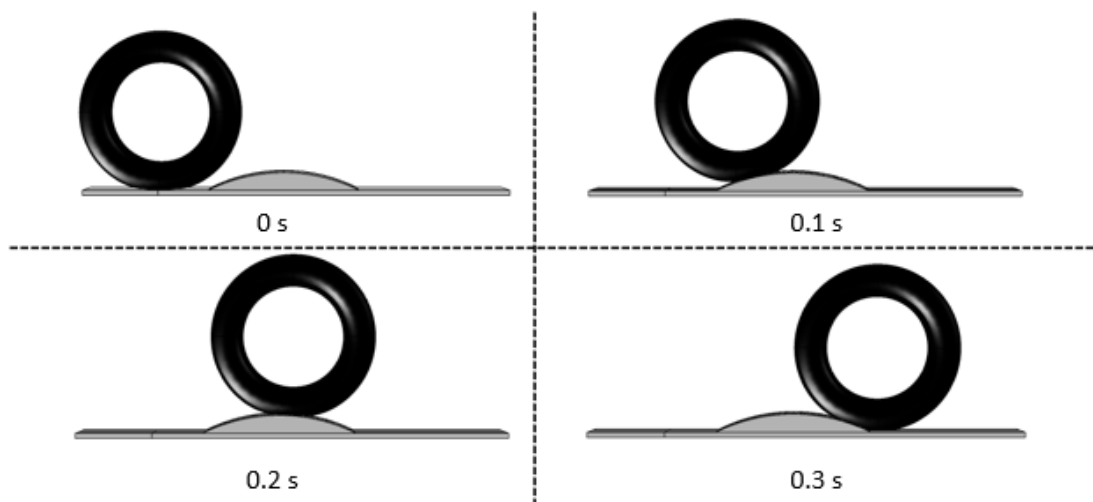


Figura 51. Fotogramas de la simulación dinámica de la circulación sobre un resalto.

La ventana de tiempo **WT**, de duración $0,125\text{ s}$, se establece a partir del instante en el que el neumático impacta contra el resalto. La propagación sonora resultante se muestra en la figura 52.

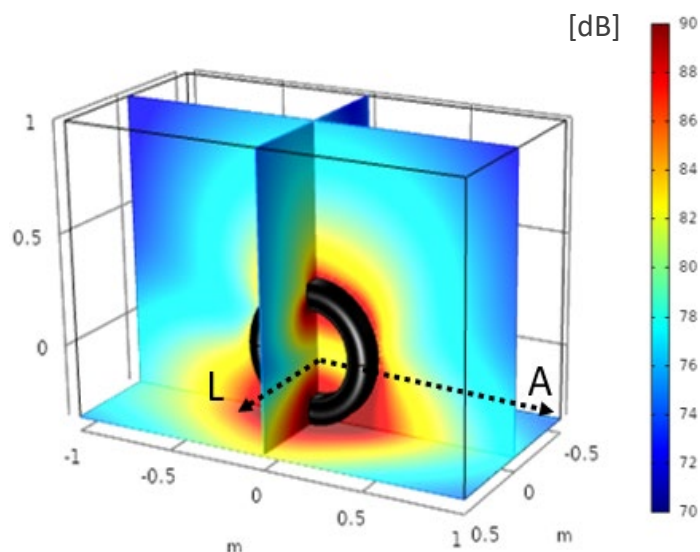


Figura 52. Propagación sonora del impacto del neumático contra un resalto.

Por último, el gráfico polar de la figura 53 muestra la propagación sonora en arcos horizontales de 90° a $1,5\text{ m}$ del suelo con radios de 2 m a 10 m .

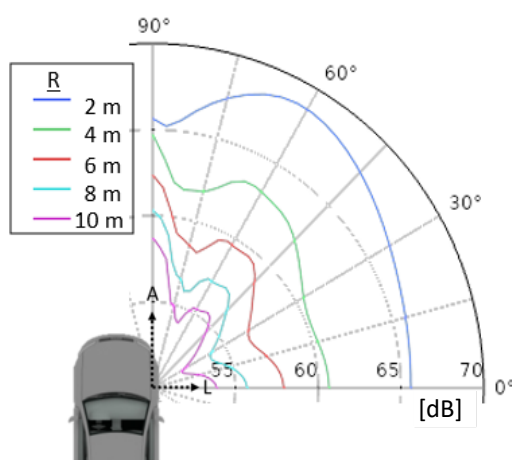


Figura 53. Evaluación a diferentes distancias de la propagación sonora del impacto contra un resalto.

6.3.3. Resultados de las simulaciones

En el entorno cercano al neumático, en el bache se obtiene un máximo sobre los 30 dB mayor que en el caso del resalto. Esto se debe a que el vehículo cuando circula sobre el bache cae impactando contra su parte inferior y posteriormente contra el frente del agujero, mientras que en el impacto contra el resalto es más suave debido a la forma de arco circular.

La propagación más lejana, mostrada a través de los gráficos polares, permite extraer más interpretaciones. Un ejemplo de ello es que un peatón situado al lado de la irregularidad (0° y 2 m) percibiría según las simulaciones realizadas hasta 98 dB cuando un vehículo circulase sobre el bache o 66 dB cuando el vehículo superase el resalto.

Las distancias de evaluación mayores permitirían conocer cómo afectan de forma local la presencia de irregularidades sobre el ambiente sonoro y de esta forma predecir su impacto sobre la contaminación acústica.

6.4. Conclusiones

En este capítulo se ha presentado el modelo sonoro del ruido de impacto de un vehículo circulando sobre irregularidades en la calzada. El objetivo del modelo es servir como herramienta de predicción sonora para elementos externos al vehículo, que puedan ser utilizados como sistemas de alerta acústica.

El modelo se compone de un análisis dinámico FEM de un cuarto de vehículo, que consta de un sistema de suspensión unido al neumático previamente modelizado en el capítulo 4. El neumático se desplaza libremente en la dirección vertical mientras que la calzada se desplaza en la dirección de circulación. La vibración, generada en la superficie del neumático tras el impacto con la irregularidad de la carretera, se utiliza como fuente sonora en un segundo análisis BEM de propagación acústica.

Como ejemplos de las capacidades del modelo, se han realizado simulaciones para el ruido generado al circular sobre un bache y un resalto reductor de velocidad. Estas simulaciones y la descripción del modelo se han presentado en el congreso Tecniacústica 2022 [95].

7. ENSAYO DE CIRCULACIÓN DE VEHÍCULO ELÉCTRICO SOBRE RESALTO

El presente capítulo es el último del cuerpo del contenido de la tesis y se centra en detallar los ensayos de circulación de un vehículo eléctrico sobre resaltos en la calzada. En estos ensayos se hace uso de una cámara acústica que permite, además de registrar la señal sonora, localizar la fuente de ruido, lo que es de gran utilidad para comprobar la aplicación del modelo de circulación sobre irregularidades del capítulo 6.

El capítulo se inicia presentando el equipo empleado, después se definen los ensayos realizados y se resumen sus resultados. Por último, se comparan los resultados experimentales con simulaciones del modelo numérico.

7.1. Instrumentación y equipo

El equipo empleado para la realización de los ensayos consta de un vehículo de propulsión eléctrica, dos tipos de resalto diferentes y una cámara acústica como instrumentación de medida. La disposición general del ensayo se muestra en la figura 54.

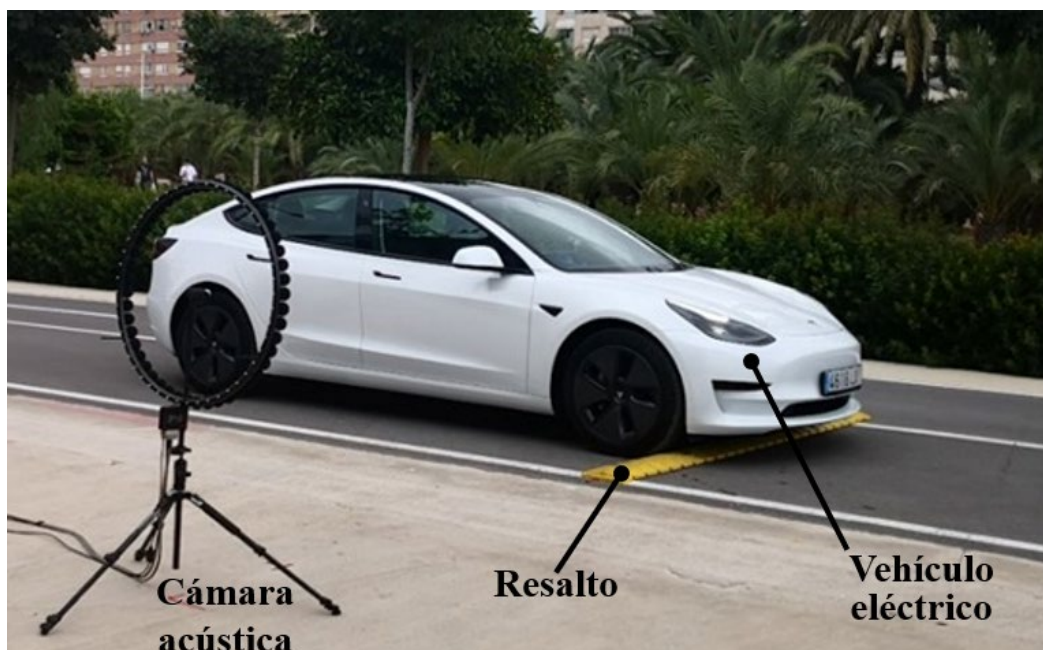


Figura 54. Equipo empleado en el ensayo de circulación.

7.1.1. Cámara acústica

Una cámara acústica es un sistema de micrófonos que permite visualizar campos de sonido y parámetros acústicos en tiempo real. Utiliza arrays de micrófonos combinados con algoritmos específicos para mapear y mostrar el comportamiento de las ondas sonoras en un espacio determinado. Las cámaras acústicas se emplean en multitud de ámbitos, incluyendo investigación acústica, acústica arquitectónica, ingeniería de ruido y vibración automotriz, así como en control de ruido industrial. La representación visual proporcionada por el dispositivo es una herramienta útil para comprender y analizar el comportamiento del sonido en entornos complejos y para tomar decisiones sobre el diseño y la ingeniería sonora.

El modelo empleado es el *Array Ring48 AC Pro*, cedida por la empresa Gfai tech GmbH a través de su delegación española. Este modelo cuenta con 48 canales y está diseñado principalmente para mediciones en laboratorios acústicos, pero también se utiliza en otras aplicaciones y entornos, como pruebas de componentes y detección de problemas. Cuenta con una estructura ligera de fibra de carbono de 1,2 kg que permite su manejo de forma sencilla. El diámetro del array circular es de 75 cm y cuenta con una cámara de vídeo de resolución 1920 x 1080 en su centro para superponer el campo acústico a la imagen digital. Las características técnicas del array se detallan en la tabla 8.

Característica	Descripción
Micrófonos	48 x Cápsula de condensador de electreto con preamplificador específico.
Respuesta en frecuencia	100 Hz – 15 kHz (< 0,5 dB) 20 Hz – 20 kHz (< 3 dB)
Máximo nivel de presión sonora	130 dB al 3 % de distorsión armónica THD.
Nivel de ruido	27 dB(A)
Sensibilidad	20 mV/Pa
Rango de mapeo acústico	12 dB – 130 dB
Rango dinámico	8 dB – 11 dB base, ampliables hasta 50 dB con algoritmos avanzados.
Condiciones atmosféricas	0 °C - 35 °C, hasta el 80 % de humedad relativa.
Distancia de medida	> 0,5 m

Tabla 8. Características técnicas de la cámara acústica.

La cámara acústica se conecta al dispositivo de adquisición *mcdRec*. Este es un sistema especialmente diseñado para trabajar en conjunto con diferentes cámaras acústicas. Cuenta con la posibilidad de conexión de hasta 168 micrófonos, proporciona la alimentación a la cámara acústica y sirve de interfaz para su conexión con el ordenador portátil desde el que se controla la instrumentación.

7.1.2. Vehículo eléctrico

El vehículo eléctrico empleado para los ensayos es el *Tesla Model 3* de 2022 en su versión *Estándar Plus RWD*. El *Tesla Model 3* fue presentado por primera vez en marzo de 2016 y comenzó a entregarse a los clientes en julio de 2017. El *Model 3* fue diseñado para ser un automóvil eléctrico accesible para un público más amplio y ha logrado ser el vehículo eléctrico más vendido en 2022. La versión *Estándar Plus RWD* se denomina así por ser la versión con un único motor en el eje trasero con una potencia de 283 CV y una autonomía declarada bajo el protocolo WLTP [96] de 491 km.

Este modelo cuenta con características tales como frenada regenerativa, capacidad de carga rápida o sistemas de asistencia a la conducción. Este vehículo cuenta con un AVAS incorporado de fábrica de acuerdo a la normativa [33] que no puede ser desconectado [34], por lo que el sonido de alerta ha permanecido activo durante la realización de los ensayos.

7.1.3. Resaltos

Para la realización de los ensayos se han empleado dos resaltos desmontables mostrados en la figura 55. El primero de ellos, cedido por la Policía Local de Elche, es un resalto reductor de velocidad enrollable que se emplea en controles o en intervenciones de tráfico para limitar la circulación. El segundo de ellos, de mayores dimensiones, se emplea para canalizar cables sobre zonas de paso de forma temporal durante la realización de obras públicas. Este resalto contiene partes móviles para acceder a su alojamiento interior y se transporta en segmentos de 1 m de longitud insertables entre sí.

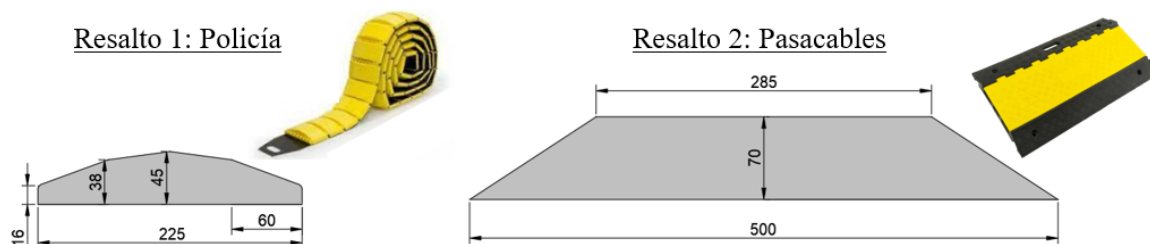


Figura 55. Secciones de los resaltos de ensayo con cotas en mm.

7.2. Ensayos

Los ensayos se realizaron enfrente del edificio Innova en el campus de Elche de la Universidad Miguel Hernández. De esta forma, se dispuso de una vía interior cerrada a la circulación con 120 *m* de longitud.

La figura 56 muestra la localización de la pista de ensayos sobre la que se ha ubicado la posición del resalto. La cámara acústica se situó alineada con el resalto, a una altura de 1,2 *m* y a una distancia de 4 *m* del centro del carril.



Figura 56. Localización de los ensayos de circulación.

Durante los ensayos el vehículo eléctrico circula a velocidad constante para que la cámara registre el impacto del neumático contra el resalto. La metodología seguida es similar a los ensayos de Pass-By, con la salvedad que se pretende registrar un fenómeno puntual, por lo que la distancia de la cámara a la vía es más cercana para captar con mayor detalle la imagen del vehículo.

Los ensayos se realizaron a velocidades con incrementos de 5 *km/h*. Con el resalto 1, se alcanzaron los 20 *km/h*, mientras que con el resalto 2 se alcanzaron los 15 *km/h*. Estas velocidades límite se establecieron por motivos de seguridad durante la propia realización de los ensayos para evitar situaciones de peligro ante la severidad de los impactos.

También se registró el paso del vehículo eléctrico a 10 y 20 *km/h* sin resalto como medida

de ruido de fondo.

7.2.1. Registro y procesado

Tanto la adquisición como el post procesado se realizó mediante el software Noise Image que trabaja en conjunto con la cámara acústica. Durante el registro de los ensayos, se configuró un trigger manual que se accionaba en el momento del impacto contra el resalto para almacenar una señal de 4 s, 2 posteriores y 2 anteriores a la activación del trigger, a una frecuencia de muestreo de 96 kHz.

En la adquisición se almacena la señal sonora para cada uno de los 48 micrófonos del array. La figura 57 muestra la presión sonora correspondiente a uno de los micrófonos, donde se aprecia cuando se produce el paso sobre el resalto por cada uno de los ejes del vehículo eléctrico.

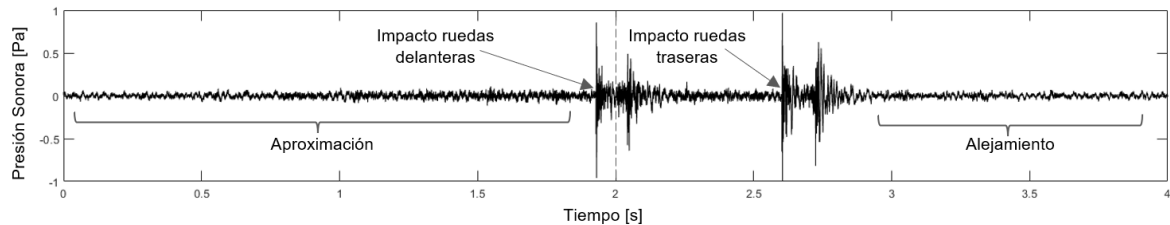


Figura 57. Señal en el tiempo de la presión sonora de un ensayo de circulación sobre resalto.

En el procesado posterior, se ha de seleccionar una ventana de tiempo sobre la señal de presión sonora para que el software genere la fotografía acústica correspondiente al combinar la información de todos los micrófonos del array. Estas fotografías acústicas se generan para que abarquen la contribución del rango de frecuencias deseado.

7.2.2. Resultados

De forma análoga al capítulo 5, se establece una ventana de tiempo **WT** de 0,125 s de duración. Esta ventana se inicializa en el momento que se produce el incremento de presión sonora en la señal temporal debido al impacto contra el resalto. En el caso de la circulación sin obstáculos la ventana es de 2 s y se aplica en la posición en la que la rueda delantera se sitúa centrada en la cámara acústica.

El rango frecuencial seleccionado para el procesado abarca de las bandas de 125 Hz hasta la de 1000 Hz de la misma forma que se ha realizado en el capítulo 5. Adicionalmente, se calcula la contribución sonora total del espectro audible hasta la banda de 20 kHz.

En la figura 58 se muestra el paso del vehículo eléctrico a 10 km/h sobre ambos tipos de

resalto y sin obstáculo como medida de ruido de fondo.



Figura 58. Fotografías acústicas a 10 km/h.

El nivel de presión sonora mostrado es el campo acústico en el plano vertical de la posición de la cámara. La escala de color ha sido plotada desde el nivel máximo registrado en un rango descendiente de 1 dB, lo que permite visualizar de forma clara el origen de la fuente

sonora.

Para el paso del vehículo sin obstáculos esta fuente se sitúa en la parte baja central del vehículo, como se consideraba en el apartado 3.1 según el modelo CNOSSOS, donde se alcanza un nivel máximo de 59,2 *dB*.

En la circulación sobre los resaltos, la fuente sonora se localiza en el contacto entre el neumático y el obstáculo. El nivel alcanzado en dichos ensayos es de 70,6 *dB* para el resalto 1 y 69,8 *dB* para el resalto 2.

En la tabla 9 se muestra el nivel máximo obtenido tras el procesado de cada uno de los ensayos:

Ensayos máx <i>dB</i>		Resalto 1				Resalto 2				Fondo		
V	Rango Bandas	1	2	3	media	1	2	3	media	1	2	media
5 <i>km/h</i>	125 Hz -1 kHz	70,1	66,0	69,7	69,0	68,4	68,3	66,2	67,8	/	/	/
	Completo	71,5	66,9	70,3	70,0	68,9	69,4	67,1	68,6	/	/	/
10 <i>km/h</i>	125 Hz -1 kHz	70,6	70,3	72,3	71,1	71,4	76,8	69,8	73,8	57,4	59,2	58,4
	Completo	71,5	71,6	73,4	72,3	72,6	77,7	71,4	74,8	62,0	61,4	61,7
15 <i>km/h</i>	125 Hz -1 kHz	74,1	72,6	75,5	74,2	78,3	74,1	78,8	77,5	/	/	/
	Completo	74,8	74,3	76,2	75,2	79,0	76,1	79,7	78,5	/	/	/
20 <i>km/h</i>	125 Hz -1kHz	78,8	75,1	76,3	77,0	/	/	/	/	58,5	62,2	60,8
	Completo	79,8	76,2	77,5	78,1	/	/	/	/	59,8	62,9	61,6

Tabla 9. Niveles de presión sonora máximos obtenidos mediante cámara acústica.

Como se ha comentado, el nivel de presión máximo se calcula contemplando la aportación frecuencial de las bandas de 125 hasta 1000 *Hz* para el espectro sonoro al completo. En la circulación sobre resaltos, la diferencia de niveles entre rangos frecuenciales oscila entre 0,5 y 1,9 *dB*, lo que pone de manifiesto que el fenómeno de generación sonora de ruido de rodadura estudiado es la vibración estructural que tiene lugar por debajo de 1 *kHz*.

Los resultados medios se han calculado según la media logarítmica para *N* valores como se muestra en la ecuación 7.1.

$$media\ SPL = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{SPL(i)/10} \right) \quad (7.1)$$

Entre los valores medios, para el rango de 125 hasta 1000 *Hz*, el paso a 10 *km/h* sobre el resalto 1 supone un incremento de 12,7 *dB* respecto de la rodadura normal, mientras que para el resalto 2 el incremento es de 15,4 *dB*. A 20 *km/h* esta diferencia se acentúa todavía más y alcanza los 16,2 *dB* para el resalto 1.

7.3. Validación

Los ensayos realizados se han empleado para comprobar la conformidad del modelo de circulación del capítulo anterior. Para ello, se han realizado simulaciones que recrean las condiciones de ensayo sobre el resalto 1, lo que permite comparar sus resultados con los experimentales.

Los elementos objeto de estudio por el modelo desarrollado han de ser firmes y de rigidez mucho mayor a la del neumático, como el bache o el resalto estudiados en el apartado 6.3. El resalto 1 tenía un comportamiento rígido y fijo al suelo, por el contrario, el resalto 2 se desplazaba y sus tapas exteriores, flexibles y de poco espesor, se abrían. Este comportamiento del resalto 2 no ha podido ser simulado, ya que, según la configuración del análisis dinámico (apartado 6.1.2.), la irregularidad se modeliza como indeformable y con un desplazamiento solidario a la calzada.

7.3.1. Simulaciones

En primer lugar, se ha generado la geometría del neumático del vehículo *Tesla Model 3* a través de su código ISO 235/45 R18. Los resaltos se han dibujado conforme a las secciones de la figura 55.

Para el análisis dinámico se han consultado datos del automóvil tales como la masa suspendida de un cuarto del vehículo (**ms**) fijada en 500 *kg*. Los datos referentes a la suspensión son menos accesibles por lo que se ha establecido un coeficiente de amortiguamiento **c** común de 3000 *Ns/m* [89, 97]. El valor de la rigidez **k** se ha calculado en 20 000 *N/m* según el método de diseño simplificado para suspensiones [98, 99], donde se fija la frecuencia natural de un sistema masa-resorte de un grado de libertad en 1 *Hz*, como se muestra en la ecuación 7.2.

$$k = 4 \pi^2 ms \quad (7.2)$$

Las simulaciones dinámicas FEM se han realizado a las velocidades **v** de 5, 10, 15 y 20 *km/h*. La ventana de tiempo, de duración **WT** 0,125 *s*, se inicializa en el instante de la simulación dinámica donde se produce el contacto entre la rueda y el resalto.

Tras cada análisis dinámico, se han ejecutado las simulaciones de propagación BEM para obtener el ruido de medio vehículo. Esto se lograba gracias a la inclusión del plano vertical reflectante a la mitad del ancho de vías del vehículo, cuyo valor **b** medido es de 1,58 *m*.

Los análisis sonoros se realizan, de forma análoga al capítulo 5, en incrementos δf de 8 Hz, desde la frecuencia f_0 de 88 Hz a la f_n 1408 Hz.

El campo sonoro obtenido durante el ensayo de propagación se ha evaluado en un plano vertical separado 4 m del plano reflectante para equiparar la distancia de evaluación a la de medida del array circular. Para replicar el formato de la fotografía acústica, el ploteo sobre dicho plano se realiza en una escala de color desde el máximo nivel de presión sonora **SPL** alcanzado hasta 1 dB por debajo.

La figura 99 muestra, como ejemplo del proceso de simulación, un fragmento del análisis dinámico y el campo sonoro generado tras el análisis de propagación correspondiente.

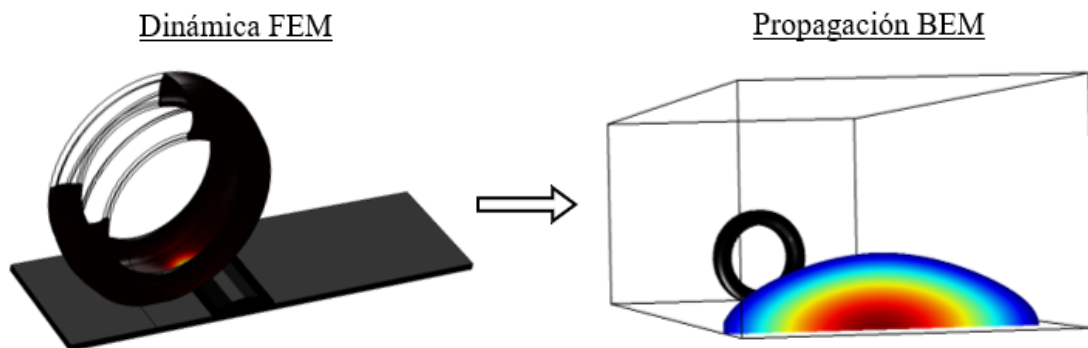


Figura 59. Simulación acústica de circulación sobre resalto en condiciones de ensayo.

7.3.2. Comparación

La comparación entre los resultados experimentales y simulados se establece para el caso del resalto 1 en el rango de las bandas de 125 a 1000 Hz. La siguiente figura muestra los niveles de presión **SPL** máximos obtenidos en el plano de la cámara acústica y en el plano de evaluación de la simulación de propagación.

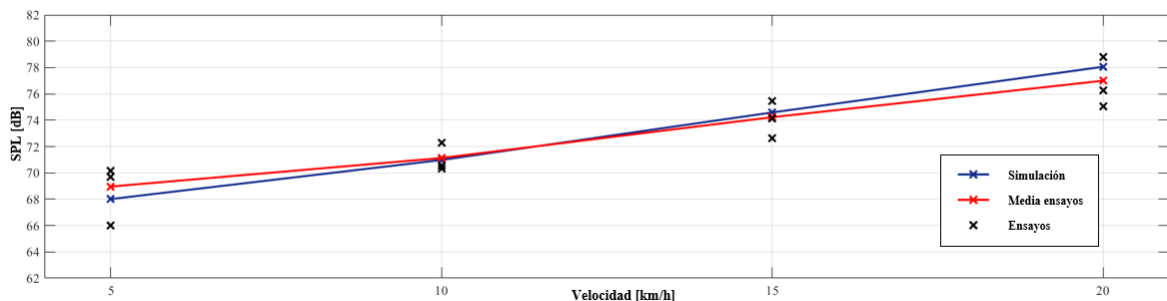


Figura 60. Comparación entre los resultados experimentales y simulados de la circulación sobre el resalto 1.

Los resultados proporcionados por la simulación se sitúan dentro del intervalo marcado por los resultados de los ensayos. El modelo presenta un comportamiento muy cercano a la

línea media de los resultados experimentales, mostrando ambos una pendiente de unos 3 *dB* por cada incremento de velocidad de 5 *km/h*. La diferencia máxima entre la simulación y la media experimental es de 1,1 *dB* a los 20 *km/h*.

7.4. Conclusiones

En este capítulo se detallan los ensayos de circulación de un vehículo silencioso sobre resaltos en la calzada. Para la realización de estos ensayos, se ha empleado una cámara acústica que registra el campo sonoro generado al impactar los neumáticos del vehículo contra la irregularidad. El análisis de los resultados experimentales ha permitido localizar la fuente sonora y cuantificar el nivel de presión acústica alcanzado.

Los ensayos realizados han permitido validar el modelo de predicción sonora descrito en el capítulo 6. Para ello, se han replicado las condiciones experimentales a través del modelo numérico de circulación sobre irregularidades, tales como los valores geométricos de los neumáticos, el perfil del resalto o las velocidades de circulación. Los resultados de este capítulo se encuentran en proceso de publicación.

8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

8.1. Conclusiones generales

El proyecto desarrollado en la presente tesis doctoral se origina con el objetivo de plantear diferentes métodos y herramientas para mejorar la detección sonora de los vehículos eléctricos a baja velocidad, a partir de fenómenos sonoros cuya generación se deba a las vibraciones de origen mecánico.

En primer lugar, se ha abordado la posibilidad de incorporar en los vehículos silenciosos un sistema de alerta acústica, denominado como MAVAS, que a partir de una determinada disposición de engranajes, que giran sin transmitir carga, se genere una señal sonora que sirva de alerta para los diferentes usuarios de la vía.

Para ello, se ha desarrollado un modelo de predicción sonora del ruido de una pareja de engranajes cilíndrico rectos que ha sido validado satisfactoriamente en un banco de ensayos. Gracias a esta herramienta se ha podido estudiar la adecuación sonora a la normativa actual de sistemas de alerta embarcados de una propuesta constructiva concreta. Los resultados de esta primera investigación han sido publicados en diciembre de 2021 en la revista *Applied Acoustics*, clasificada en el primer cuartil del ranking JCR, bajo el título *Gear sound model for an approach of a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) to increase EV's detectability* [16].

El segundo enfoque planteado consiste en mejorar la detectabilidad sonora de los vehículos silenciosos a través de elementos externos situados sobre la calzada. Para ello, se ha llevado a cabo un estudio de los vehículos silenciosos como fuente generadora de ruido. La aproximación inicial a esta propuesta ha consistido en utilizar el modelo CNOSSOS para determinar la generación del ruido de rodadura de un vehículo y, posteriormente, estudiar su propagación mediante el Método de los Elementos de Contorno (BEM) al colocar elementos reflectantes sobre el pavimento. Este planteamiento se presentó en el congreso *Tecniacústica 2020* [76].

Los resultados de los análisis realizados en este proyecto de tesis muestran que el efecto amplificador sobre el ruido del propio vehículo apenas supone un incremento de 1 dB, efecto que se produciría a distancias inferiores a 3 m entre el vehículo y el elemento reflectante. Por lo tanto, resultó necesario desarrollar un modelo acústico del ruido producido por la interacción de un neumático al impactar contra dichos elementos sobre la calzada, ya que resulta inviable atender únicamente a la reflexión sonora para generar una señal de alerta.

Para simplificar el objetivo de esta nueva línea de investigación se realizó un modelo de interacción reducido. Este modelo emplea el Método de los Elementos Finitos (FEM), para estudiar la dinámica del choque de un neumático contra una superficie plana, con el fin de obtener la vibración de su superficie y que esta actúe como fuente sonora en un análisis de propagación BEM. Los avances alcanzados se presentaron en el congreso Euronoise 2021 [100].

El modelo anterior fue validado gracias a un ensayo de caída libre de un conjunto neumático-llanta contra el suelo. Para la realización de este ensayo se construyó una estructura metálica ligera que alberga 14 micrófonos en una disposición de cuarto de circunferencia a dos alturas. La comparación entre los datos experimentales y simulados dio como resultado una desviación máxima respecto de la media de los ensayos de 1 dB para la altura más baja y 0,85 dB para la altura superior.

El desarrollo del modelo acústico del ruido producido por el impacto del neumático contra una superficie plana y los ensayos realizados se plasmaron en el artículo *Numerical sound prediction model to study tyre impact noise* [17], publicado por la revista indexada en JCR Applied Acoustics en abril de 2023.

Una vez obtenido el modelo de impacto reducido el trabajo realizado se centró en su ampliación hacia condiciones de circulación reales. A través de un sistema resorte-amortiguador que conecta el neumático con una masa suspendida, se obtuvo mediante FEM el modelo de circulación de un cuarto de vehículo. Después, mediante las condiciones de contorno apropiadas, se alcanzó el modelo de propagación sonora mediante BEM de medio vehículo.

Este modelo de circulación sobre irregularidades ya es una herramienta útil para conocer el efecto acústico que produce el tráfico rodado cuando se encuentra con diferentes elementos

sobre la calzada. Como ejemplo de su uso, se presentó en el congreso Tecniacústica 2022 la modelización del ruido producido al circular sobre un resalto reductor de velocidad o un bache [95].

Posteriormente, se realizaron ensayos de circulación de un vehículo eléctrico sobre resaltos. Gracias al uso de una cámara acústica se pudo registrar el campo sonoro producido por el impacto contra dichos resaltos, obteniendo incrementos superiores a 12 *dB* frente a la circulación normal del mismo vehículo a 10 *km/h* sin obstáculos en la pista, lo que deja patente el aumento del nivel de presión sonora que se puede alcanzar gracias a la inclusión de elementos sobre la calzada.

Por último, estos ensayos también se emplearon para validar el modelo de circulación, obteniendo que el modelo es adecuado para predecir el ruido de impacto contra elementos rígidos. En la actualidad, estos resultados junto con la descripción del modelo de predicción sonora se encuentran en proceso de publicación.

8.2. Trabajos futuros

Tras los logros alcanzados en esta tesis doctoral, se abren nuevas líneas de investigación que pueden ser desarrolladas desde el Laboratorio de Ingeniería Acústica y Vibraciones de la Universidad Miguel Hernández de Elche.

La línea más continuista con el objetivo inicial de esta tesis es emplear el modelo de predicción sonora de circulación sobre irregularidades para estudiar diversas propuestas de elementos sobre la calzada, del tipo bandas sonoras, para ser utilizados como elemento de alerta acústica en zonas sensibles tales como salidas de aparcamientos o zonas escolares. A partir de los resultados del modelo, se puede obtener la señal sonora resultante de la simulación acústica mediante la Transformada Inversa de Fourier, lo que permitiría la realización de ensayos de detectabilidad con el fin de evaluar la adecuación sonora del sistema de alerta.

Este modelo también puede ser empleado como herramienta de diseño de resaltos reductores de velocidad, pero con el objetivo de reducir la contaminación acústica que estos producen en su entorno o para analizar el impacto sonoro de carreteras en mal estado con baches y oquedades. El modelo, incluso, puede ser empleado más allá del ámbito acústico, mediante los resultados que arroja el desplazamiento de la masa suspendida, que podrían ser relacionados con parámetros de confort en la conducción o de caracterización

del sistema de suspensión.

En la actualidad, se está trabajando para adaptar el modelo del ruido de impacto del neumático a las geometrías propias de las motocicletas. El modelo presentado en este proyecto de tesis se modifica de forma paramétrica a las diferentes geometrías de automóviles o vehículos de transporte, pero los neumáticos de las motocicletas tienen una sección circular que no se encuentra todavía implementada.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] EEA Report No 22/2019, «Environmental noise in Europe,» European Environment Agency, 2020.
- [2] A. Muzet, «Environmental noise, sleep and health,» *Sleep Medicine Reviews*, vol. 11, nº 2, pp. 135-142, 2007.
- [3] M. Skrzypek, M. Kowalska, E. M. Czech, E. Niewiadomska y J. E. Zejda, «Impact of road traffic noise on sleep disturbances and attention disorders amongst school children living in Upper Silesian Industrial Zone, Poland,» *International Journal of Occupational Medicine and Environmental Health*, vol. 30, nº 3, pp. 551-520, 2017.
- [4] W. Babisch, W. Swart, D. Houthuijs, J. Selander, G. Bluhm, G. Pershagen y P. Sourtzi, «Exposure modifiers of the relationships of transportation noise with high blood pressure and noise annoyance.,» *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 132, nº 6, pp. 3788-3808, 2012.
- [5] P. Nelson, *Transportation Noise Reference Book*, Butterworths-Heinemann, 1987.
- [6] U. Sandberg y J. A. Ejsmont, *Tyre/road noise reference book*, Kisa: Sweden: Informex, 2002.
- [7] S. Sancho, E. Gaja, R. Peral-Orts, G. Clemente, J. Sanz y E. Velasco-Sánchez, «Analysis of sound level emitted by vehicle regarding age,» *Applied Acoustics*, vol. 126, pp. 162-169, 2017.
- [8] M. Muratori *et al*, «The rise of electric vehicles—2020 status and future expectations,» *Progress in Energy*, vol. 3, p. 022002, 2021.
- [9] H. Campello-Vicente, R. Peral-Orts, N. Campillo-Davo y E. Velasco-Sanchez, «The effect of electric vehicles on urban noise maps,» *Applied Acoustics*, vol. 116, pp. 59-64, 2017.
- [10] J. Ejsmont, B. Świczko-Żurek y S. Taryma, «Low noise tires for hybrid and electric vehicles,» de *International Congress on Sound*, Beijing (China), 2014.
- [11] S. Gasparoni, M. Czuka, R. Wehr, M. Conter, M. A. Pallas y M. Berengier, «Impact of low-noise tyres on electric vehicle noise,» FOREVER project. Deliverable FOREVER_WP3_D3-1_v7, 2015.
- [12] I. Old, K. Kaliski y L. Blomberg, «Sound emissions from a plug-in electric vehicle,» de *Proc. Internoise*, New York, 2012.
- [13] M. U. Jen y M. H. Lu, «Warning sound of electric vehicle for pedestrian safety,» de *40th International Congress and Exposition on 2011, INTER-NOISE*, 2011.
- [14] DOT HS 811 204, «Incidence of Pedestrian and Bicyclist Crashes by Hybrid Electric Passenger Vehicles,» NHTSA report, U.S, 2009.
- [15] N. Campillo-Davo y A. Rassili, «NVH analysis techniques for design and optimization of hybrid and electric vehicles,» *Shaker Verlag*, 2016.
- [16] M. Fabra-Rodriguez, R. Peral-Orts, H. Campello-Vicente y N. Campillo-Davó, «Gear sound

- model for an approach of a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) to increase EV's detectability,» *Applied Acoustics*, vol. 184, p. 108345, 2021.
- [17] M. Fabra-Rodriguez, R. Peral-Orts, D. Abellán-López, H. Campello-Vicente y N. Campillo-Davo, «Numerical sound prediction model to study tyre impact noise,» *Applied Acoustics*, vol. 206, p. 109325, 2023.
- [18] S. Brenda, M. Petria, P. Haasa, C. Kretteka y C. Haasper, «Hybrid and electric low-noise cars cause an increase in traffic accidents involving vulnerable road users in urban areas,» *International Journal of Injury Control and Safety Promotion*, vol. 20, n° 4, pp. 339-341, 2013.
- [19] L. Garay-Vega, A. Hastings, J. Pollard, M. Zuschlag y M. Stearns, «Quieter cars and the safety of blind pedestrians: Phase I, report DOT HS 811 304,» National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation, 2010.
- [20] T. Pedersen, T. Gadegaard, K. Kjems y U. Skov, «White paper on external warning,» Tech. Rep. AV, Copenhagen, Denmark, 2011.
- [21] U. Sandberg, «Adding noise to quiet electric and hybrid vehicles: An electric issue,» *Acoustics Australia*, vol. 40, pp. 211-220, 2015.
- [22] T. Tabata, H. Konet y T. Kanuma, «Development of Nissan Approaching Vehicle Sound for Pedestrians,» *Ingénieurs de l'Automobile*, vol. 809, 2010.
- [23] I. Salleh, M. Z. M. Zain y R. I. R. Hamzah, «Evaluation of annoyance and suitability of a back-up warning sound for electric vehicles,» *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 8, pp. 1267-1277, 2013.
- [24] P. Poveda-Martínez, R. Peral-Orts, N. Campillo-Davo, J. Nescolarde-Selva, M. Lloret-Climent y J. Ramis-Soriano, «Study of the effectiveness of electric vehicle warning sounds depending on the urban environment,» *Applied Acoustics*, vol. 116, pp. 317-328, 2017.
- [25] R. van der Rots y A. Berkhoff, «Directional loudspeaker arrays for acoustic warning systems with minimised noise pollution,» *Applied Acoustics*, vol. 89, pp. 345-354, 2015.
- [26] E. Parizet, W. Ellermeier y R. Robart, «Auditory warnings for electric vehicles: Detectability in normal-vision and visually-impaired listeners,» *Applied Acoustics*, vol. 86, pp. 50-58, 2014.
- [27] E. Altinsoy, «The detectability of conventional, hybrid and electric vehicle sounds by sighted, visually impaired and blind pedestrians,» de *Proceedings of the 42nd Internoise*, 2013.
- [28] L. Steinbach y M. Altinsoy, «Influence of an artificially produced stationary sound,» *Applied Acoustics*, vol. 165, p. 107290, 2020.
- [29] L. Altinsoy y M. Steinbach, «Prediction of annoyance evaluations of electric vehicle noise by using artificial neural networks,» *Applied Acoustics*, vol. 145, pp. 149-158, 2019.
- [30] N. Kournoutos, J. Cheer y S. Elliott, «The design of a low-cost directional warning sound system for electric vehicles,» de *International Conference on Noise & Vibration Engineering (ISMA)*, Leuven, Belgium, 2018.
- [31] N. Kournoutos y J. Cheer, «Investigation of a directional warning sound system for electric vehicles based on structural vibration,» *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 148, p. 588, 2020.
- [32] T. Walton, A. J. Torija y A. S. Elliot, «Development of electric scooter alerting sounds using psychoacoustical metrics,» *Applied Acoustics*, vol. 201, p. 109136, 2022.

-
- [33] Reglamento Delegado (UE) 2017/1576 de la Comisión, 26 de junio de 2017, *Requisitos del sistema de aviso acústico de vehículos para la homologación de tipo UE de vehículos*, Diario Oficial de la Unión Europea, 2017.
- [34] Reglamento CEPE nº138 del 13 de enero de 2017, *Disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos silenciosos de transporte por carretera en lo relativo a su audibilidad reducida*, Diario oficial de la Unión Europea, 2017.
- [35] G. Blokland y B. Peeters, «Modeling the noise emission of road vehicles and results of recent experiments,» de *Internoise*, Ottawa, Canadá, 2009.
- [36] F. Bianco, L. Fredianelli, F. Lo Castro, P. Gagliardi, F. Fidecaro y G. Licitra, «Stabilization of a p-u sensor mounted on a vehicle for measuring the acoustic impedance of road surfaces,» *Sensors*, vol. 20, nº 5, p. 1239, 2020.
- [37] T. Luca, G. de León, L. Del Pizzo, A. Moro, F. Bianco, L. Fredianelli y G. Licitra, «Modelling the acoustic performance of newly laid low-noise pavements,» *Construction and Building Materials*, vol. 247, p. 118509, 2020.
- [38] A. Del Pizzo, L. Teti, A. Moro, F. Bianco, L. Fredianelli y G. Licitra, «Influence of texture on tyre road noise spectra in rubberized pavements,» *Applied Acoustics*, vol. 159, p. 107080, 2020.
- [39] G. de León, L. Del Pizzo, L. Teti y G. Licitra, «Evaluation of tyre/road noise and texture interaction on rubberised and conventional pavements using CPX and profiling measurements,» *Road Materials and Pavement Design*, vol. 21, nº sup1, pp. S91-S102, 2020.
- [40] F. G. Praticò y F. Anfoso-Lédée, «Trends and issues in mitigating traffic noise through quiet pavements,» *Procedia-Social and Behavioral Sciences*, vol. 53, pp. 203-212, 2012.
- [41] P. A. Morgan, S. M. Phillips y G. R. Watts, «The localisation, quantification and propagation of noise from a rolling tyre,» TRL Limited, 2007.
- [42] A. Kuijpers y G. Van Blokland, «Tyre/road noise models in the last two decades: a critical evaluation,» *Conference: Internoise, Institute of Noise Control Engineering*, pp. 2494-2499, 2001.
- [43] R. A. G. Graf, C. Y. Kuo, A. P. Dowling y W. R. Graham, «On the horn effect of a tyre/road interface, part I: Experiment and computation,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 256, nº 3, p. 417-431, 2002.
- [44] Y. Kim, K. Lee y S. Lee, «Experimental study for rubber stick/slip,» de *proceedings of the Thirteenth International Congress on Sound and Vibration ICSV13*, Vienna, Austria, 2006.
- [45] ISO 11819-1, «Acoustics – Method for measuring the influence of road surfaces on traffic noise – Part 1: “The Statistical Pass-By Method”,» International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1997.
- [46] E. Ascari, M. Cerchiai, L. Fredianelli y G. Licitra, «Statistical Pass-By for Unattended Road Traffic Noise,» *sensors*, vol. 22, p. 8767, 2022.
- [47] NFS 31-119-2:2000, «Acoustics—In Situ Characterization of the Acoustic Qualities of Road Surfaces—Pass by Acoustic Measurement—Part 2: Controlled Pass-by Method,» Afnor, Paris, France, 2000.
- [48] ISO 13325, «Tyres – Coast-by methods for measurement of tyre-to-road sound emission,» International Organisation for Standardization, Geneva, Switzerland, 2003.
- [49] JASO 1981 C606-81, «Test procedures for tire noise,» Japanese Automobile Standards Organization, 1981.

- [50] ISO 11819-2, «Acoustics – Method for measuring the influence of road surfaces on traffic noise – Part 2: “The Close Proximity Method”,» International Organisation for Standardization, Geneva, Switzerland, 2000.
- [51] Y. Wei, X. Feng, Z. Fuqiang y D. Xiang, «Simulation of rolling noise based on the mixed Lagrangian-Eulerian method,» *Tire Sci. Technol*, vol. 44, pp. 36-50, 2016.
- [52] S. Kephelopoulos, M. Paviotti y F. Anfosso-Ledee, «Common Noise Assessment Methods in Europe (CNOSSOS-EU),» European Commission Joint Research Centre, Luxembourg publications Office of the European Union, 2012.
- [53] M. B. Leba-Bassil, J. Cesbrond y P. Klein, «Tyre/road noise: A piston approach for CFD modeling of air volume variation in a cylindrical road cavity,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 469, 2020.
- [54] P. Bremner, J. Huff y J. S. Bolton, «A model study of how tire construction and materials affect vibration-radiated noise,» *SAE Technical Papers*, 1997.
- [55] Y. Xie y Q. Yang, «Tyre–pavement contact stress distribution considering tyre types,» *Road Materials and Pavement Design*, vol. 20, pp. 1899-1911, 2018.
- [56] L. Wei, H. Liu, H. Chen y Z. Zhao, «Finite element analysis of cross section of TBR tire,» *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 27, n° 17, pp. 1509-1517, 2018.
- [57] R. Neves, G. Micheli y M. Alves, «An experimental and numerical investigation on tyre impact,» *International Journal of Impact Engineering*, vol. 37, pp. 685-693, 2010.
- [58] Y. Gan, X. Fang, X. Wei y N. H., «Numerical and experimental testing of aircraft tyre impact during landing,» *The Aeronautical Journal*, vol. 125, pp. 2200-2216, 2021.
- [59] T. Lafont, R. Stelzer, R. D'amico, C. Bertolini y W. Kropp, «Modeling Tyre Noise in FE Simulations for Pass-By Noise Predictions,» de *Conference: Noise and Vibration Emerging Methods*, 2018.
- [60] J. Biermann, O. Estorff, S. Petersen y H. Schmidt, «Computational Model to Investigate the Sound Radiation from Rolling Tires,» *Tire Science and Technology*, vol. 35, n° 3, 2007.
- [61] M. Behzada, M. Hodaeia y I. Alimohammadib, «Experimental and numerical investigation of the effect of a speed bump on car noise emission level,» *Applied Acoustics*, vol. 68, n° 11-12, pp. 1346-1356, 2017.
- [62] M. L. C. Han y T. Park, «Vibro-Acoustic Response in Vehicle Interior and Exterior Using Multibody Dynamic Systems Due to Cleat Impacts,» *International Journal of Automotive Technology*, vol. 21, n° 3, pp. 591-602, 2020.
- [63] R. Citarella, L. Federicoa y A. Cicatiello, «Modal acoustic transfer vector approach in a FEM–BEM vibro-acoustic analysis,» *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 31, n° 3, pp. 248-258, 2007.
- [64] S. H. Sung y D. J. Nefske, «Coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis,» *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 106, n° 2, pp. 314-318, 1984.
- [65] Q. Yegao, S. Jinpeng, H. Hongxing y M. Guang, «Structural vibration and acoustic radiation of coupled propeller-shafting and submarine hull system due to propeller forces,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 401, pp. 76-93, 2017.
- [66] H. Djojodihardjo, «Vibro-acoustic analysis of the acoustic-structure interaction of flexible structure due to acoustic excitation,» *Acta Astronautica*, vol. 108, pp. 129-145, 2015.
- [67] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, Atlacomulco, México: Pearson Educación, 2011.

-
- [68] E. Buckingham, *Analytical Mechanics of Gears*, London, United Kingdom: Constable and Company, 1949.
- [69] S. Theodossiades, M. de la Cruz y H. Rahnejat., «Prediction of airborne radiated noise from lightly loaded lubricated meshing gear teeth,» *Applied Acoustics*, vol. 100, pp. 79-86, 2015.
- [70] W. Yufang y T. Zhongfang, «Sound radiated from the impact of two cylinders,» *J. Sound Vib.*, pp. 295-303, 1992.
- [71] «Commission Directive (EU) 2015/996 of 19 May 2015 establishing common noise assessment methods according to Directive 2002/49/,» 2015.
- [72] Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002, «Relating to the assessment and management of environmental noise,» 2002.
- [73] «Directiva Delegada (UE) 2021/1226,» Diario Oficial de la Unión Europea, 2021.
- [74] XPS 31-133, «Bruit des infrastructures de transport terrestre, Calcul de l'atténuation du son lors de sa propagation en milieu extérieur, incluant les effets météorologiques,» 2007.
- [75] B. Peeters y G. van-Blokland, «Correcting the CNOSSOS-EU road noise emission values,» de *Euronoise*, Crete, Greece, 2018.
- [76] M. Fabra Rodríguez, R. Peral Orts, H. Campello Vicente, N. Campillo Davó y E. Velasco Sánchez., «Modelización De Badén Como Elemento Directivo De Alerta Acústica Para Peatones,» de *Tecniacústica 2020 (11º Congreso Ibérico de Acústica)*, Faro, Portugal, 2020.
- [77] B. Rodgers, *Tire Engineering. An Introduction*, Boca Raton, US: CRC Press, 2020.
- [78] B. Rodgers y B. D'Cruz, *Rubber Compounding Chemistry and Applications*, Boca Raton, US: CRC Press, 2015.
- [79] ISO 4000-1, «Passenger car tyres and rims - Part 1: Tyres (metric series),» International Organisation for Standardization, Geneva, Switzerland, 2015.
- [80] J. T. Celigiüeta, *Método de los Elementos Finitos para Análisis Estructural*, San Sebastián - Gipuzkoa, España: UNICOPIA C. B., 2015.
- [81] N. Kranjcevic, K. Gruicic y M. Jokic, «Comparison of a 10 DOF quarter vehicle model with the FE analysis of tire impact against a road obstacle,» *Conference: 2017 2nd International Conference on Mechanical, Manufacturing, Modeling and Mechatronics (IC4M 2017), MATEC Web of Conferences*, vol. 104, p. 02013, 2017.
- [82] J. M. Conradie, P. S. Els y P. S. Heyns, «Finite Element Modelling of Off-Road Tyres for Radial Tyre Model Parameterization,» *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 230, nº 4, 2016.
- [83] E. Chu y A. Georger, *Inside the FFT black box. Serial and Parallel Fast Fourier Transform Algorithms*, CRC Press, 2019.
- [84] A. Ali y C. Rajakumar, *The Boundary Element Method, Applications in Sound and Vibration*, CRC Press, 2004.
- [85] G. Georgiou, G. Verros y S. Natsiavas, «Multi-objective optimization of quarter-car models with a passive or semi-active suspension system,» *Vehicle Syst Dyn*, vol. 45, pp. 77-92, 2007.
- [86] W. Gao, N. Zhang y D. J., «A stochastic quarter-car model for dynamic analysis of vehicles with uncertain parameters,» *Vehicle Syst Dyn*, vol. 46, pp. 1159-1169, 2008.
- [87] B. Hall, *An Introduction to Modern Vehicle Design*, Butterworth Heinemann, Julian Happian-Smith, 2002.
- [88] A. Kulkarni, S. A. Ranjha y A. Kapoor, «A quarter-car suspension model for dynamic

- evaluations of an in-wheel electric vehicle,» *Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering*, vol. 232, n° 9, p. 095440701772716, 2017.
- [89] A. Navarro-Arcas, S. Sanchez-Mateo, M. Paricio-Caño, E. Velasco-Sanchez y M. Sanchez-Navarro, «Metodología experimental para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo,» de *XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*, Castellon, España, 2012.
- [90] N. Kranjcevic, K. Gruicic y M. Jokic, «Comparison of a 10 DOF quarter vehicle model with the FE analysis of tire impact against a road obstacle,» de *MATEC Web of Conferences 104, 02013*, 2017.
- [91] E. Bilgin, A. H. Lavb y A. Gedikc, «An approach for the determination of optimal speed hump/table profiles by field tests and simulation stage,» *Sustainable Cities and Society*, vol. 51, p. 01716844, 2019.
- [92] Y. Wei, X. Feng, Z. Fuqiang y D. Xiang, «Simulation of Rolling Noise Based on the Mixed Lagrangian–Eulerian Method,» *Tire Science and Technology*, vol. 44, n° 1, pp. 36-50, 2016.
- [93] M. Shahin, *Pavement Management for Airports, Roads, and Parking Lots*, Springer, 2006.
- [94] Orden FOM/3053/2008, «Instrucción Técnica para la instalación de reductores de velocidad y bandas transversales de alerta en carreteras de la Red de Carreteras del Estado,» Dirección General de Carreteras (Ministerio de Fomento), 2008.
- [95] M. Fabra Rodríguez, R. Peral Orts, H. Campello Vicente, N. Campillo Davó y P. Espinosa Mora, «Proposal Of A Numerical Model For The Analysis Of The Sound Produced By Road Irregularities,» de *Tecniacústica 2022 (European Symposium NVH in Electric Vehicles)*,, Elche, España, 2022.
- [96] UN Regulation No. 154, 4 de febrero de 2021, «Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP),» UNECE Standards, 2021.
- [97] A. Mehmood, A. Ali Khan y A. Mehmood, «Optimization of suspension damping using different mathematical car models,» *International Journal of Mechanical Engineering*, vol. 3, n° 0, 2013.
- [98] F. A. Izquierdo, C. Vera y V. D. López, *Teoría de los vehículos automóviles*, Universidad Politécnica de Madrid, 1995.
- [99] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE International, 1992.
- [100] M. Fabra Rodríguez, R. Peral Orts, H. Campello Vicente, N. Campillo Davó y F. J. Simón Portillo, «Numerical tyre impact model combining Finite Element and Boundary Element Methodologies,» de *Euronoise 2021*, Madeira, Portugal, 2021.

ANEXO 1.

Artículos

En las siguientes páginas se anexan los dos artículos que integran el compendio de la presente Tesis Doctoral.

1. M. Fabra-Rodriguez, R. Peral-Orts, H. Campello-Vicente y N. Campillo-Davo, «Gear sound model for an approach of a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) to increase EV's detectability» *Applied Acoustics*, vol. 184, p. 108345, 2021.
2. M. Fabra-Rodriguez, R. Peral-Orts, D. Abellán-López, H. Campello-Vicente y N. Campillo-Davo, «Numerical sound prediction model to study tyre impact noise» *Applied Acoustics*, vol. 206, p. 109325, 2023.

Gear sound model for an approach of a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) to increase EV's detectability

Miguel Fabra-Rodriguez*, Ramon Peral-Orts, Hector Campello-Vicente, Nuria Campillo-Davo

Miguel Hernandez University of Elche, Avda. de la Universidad, s/n, 03202 Elche, Alicante, Spain

A B S T R A C T

Hybrid-electric and electric vehicles significantly reduce noise road emissions. This noise mitigation also causes a reduction in the sound detectability and therefore it increases the potential of causing accidents. A suitable solution arises with the Acoustic Vehicle Alerting Systems (AVAS) emitting a warning sound to alert pedestrians about the presence of a silent vehicle. This paper details an acoustic prediction model capable of simulating the sound produced by a pair of spur dry gears used as a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS). This proposal that tries to reproduce a sound closer to the mechanical sound of a conventional vehicle would be used as an alternative to existing systems. The prediction model developed is validated and consists in two consecutive parts: first, a dynamic model studies the rattle of the gears, then, an analytical model reproduces the sound of each impact of the gear teeth. This sound model makes it possible to characterize a proposed gear combination of the MAVAS, verifying its compliance with the European legislation.

Keywords:

Warning sound
Electric vehicle
Alerting System
Model
Mechanic noise
Gear

1. Introduction

Road traffic is the main cause of urban acoustic pollution in our cities and the noise source that affects the largest number of people [1]. Hybrid-electric (HEVs) and electric (EVs) vehicles would not only avoid annoying emissions of polluting gases in urban environments but they would also minimize, as well as reducing it entirely, the mechanical noise sources of the vehicle and therefore eliminating its noise contribution in many of its operating conditions.

This situation, ideal and desired for a long time, has become a series of inconveniences derived from such an absence of sound. On the one hand, the number of accidents caused by hybrid vehicles, operating in electric mode, regarding the conventional combustion vehicle, has increased [2], on the other hand, the absence of mechanical noises (associated with the combustion engine and its transmission system), as well as the presence of background noise in different urban environments, could mask the low noise produced by this type of vehicle and constitute a risk to pedestrians [3]. Some studies [4] determine that a hybrid vehicle runs twice the risk of causing an accident when it is driven using only the electric drive system than a conventional vehicle powered by a combustion engine. Consequently, Acoustic Vehicle Alerting Sys-

tems (AVAS) was proposed to increase their detectability [5–9]. These systems emit warning sounds to alert cyclists and pedestrians about the path of a silent vehicle, an example of these systems is Nissan's VSP technology [10]. However, the random use of this type of sounds does not solve the problem, since they can be inappropriate, excessive and annoying [3]. In January 2017 the regulation CEPE No. 138 [11] was published after the appearance of different kinds of warning systems. This regulation has the purpose of limiting the sound emissions: establishing minimum and maximum sound levels and confining the frequencies allowed.

AVAS and warning sounds have been widely studied in recent years from different aspects such as minimizing noise pollution through directivity [12], studying the effectiveness of the sound signal according to the urban environment [13] or analysing their annoyance [14]. The studies about the perception of these sounds in especially vulnerable population are also remarkable [7,15,16].

Some results from the EVADER project [15] show that the detection distance of a combustion engine vehicle by pedestrians is 36 m, whereas in the case of an electric vehicle equipped with a boarded warning system the detection distance is reduced to 18 m. In that study, the driving condition considered was an accelerating vehicle approaching to the pedestrian from 50 m. Accelerating pass-by of 5 s were used to reproduce this situation. The results of this study revealed that the synthesized warning sounds based on the engine speed obtained a reaction time similar to combustion vehicles despite being 7 dB quieter.

* Corresponding author.

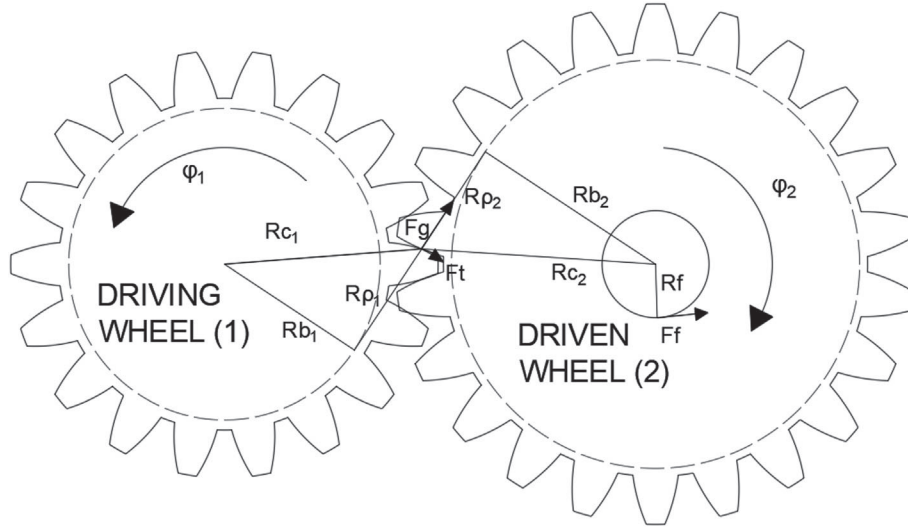


Fig. 1. Gear pair dynamic model.

The use of alternative devices to speaker arrays has also been studied: In [17], the speaker array is replaced by a single speaker attached at the end of a perforated pipe. This pipe allows emitting the warning sound in a directional field. Another instance is proposed in [18], where an array of inertial actuators is used instead of loudspeakers.

Mechanical noise generation models allow to analyse the sound source that can be used for alternative warning systems development: In [19] the sound prediction model of a drive chain is exposed. The noise produced by the interaction between the chain rollers and the sprocket teeth is modelled as the sound produced by the vibration of the chain roller considering it as cylinders. The model has a finite element part which is used to study the dynamics of the drive chain and a numerical part for the sound production.

A model of a gear pair sound emissions was published in [20], where the sound emissions are produced by the irregularities on the surface of the gears. The results are mainly focused on the global sound pressure level.

Several studies about vibrations in gearboxes [21–24] have been published from the Wolfson School of Mechanical and Manufacturing Engineering. In [25], the sound pressure produced by lubricated cylindrical spur gears is determined as a function of time. This model equals the sound produced by the clash of a pair of teeth to the clash of two cylinders.

The prediction of the sound produced by the clash of two cylinders is based on the work presented in [26]. In it, the equations of the sound pressure produced in a clash of two cylinders depending on their impact velocity in a determinate coordinate are presented. The results of both [25] and [26] are validated satisfactorily in a test bench.

This paper describes the earliest phases of developing a new kind of boarded device to improve the perception of silent vehicles by using gears as a sound source, a Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS). The main concept behind this new system is its capability of emitting mechanical sounds closer to conventional vehicles than those produced by electronic warning systems.

In the manuscript, it is also established a sound prediction model for spur dry gears, which allows the study of the sound emitted by different combinations of gears as a MAVAS. An initial schematic of the noise prediction analytical model was presented in 2017 by the authors [27]. Later, in 2019, a possible gear config-

uration was presented to be used as MAVAS [28]. The sound prediction model permits the selection of the gear combination according to the detectability regulations.

2. Model

The implementation of the sound prediction model is divided into two consecutive parts clearly differentiated. On the one hand, a dynamic model that studies the motion of the driven wheel to determine its rattle movement has been developed. On the other hand, the acoustic generation model, which successively produces the noise of the gear teeth that are impacting during the rattle movement has been presented.

2.1. Dynamic model

The scheme of the free gear system is shown in Fig. 1. The driven wheel is mounted on a ball bearing. The motion of the driving wheel φ_1 is imposed so the system has only one rotational freedom degree φ_2 in the driven wheel.

The equation of motion for the driven wheel is shown in Eq. (1):

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = F_g R b_2 - F_t R \rho_2 - F_f R_f \quad (1)$$

where I_2 is the inertia of the driven wheel, $\ddot{\varphi}_2$ is the angular acceleration of the wheel. F_g is the gear meshing force while its lever arm is

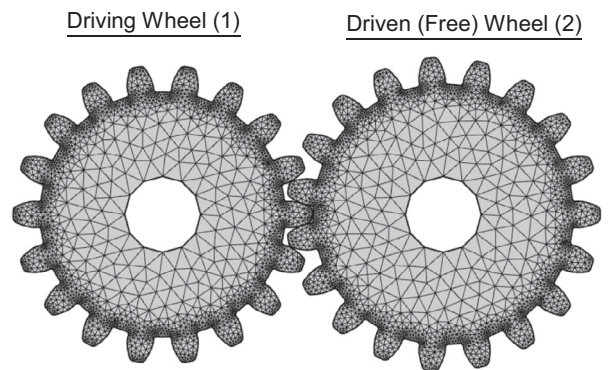


Fig. 2. Gear pair meshed in FEM software.

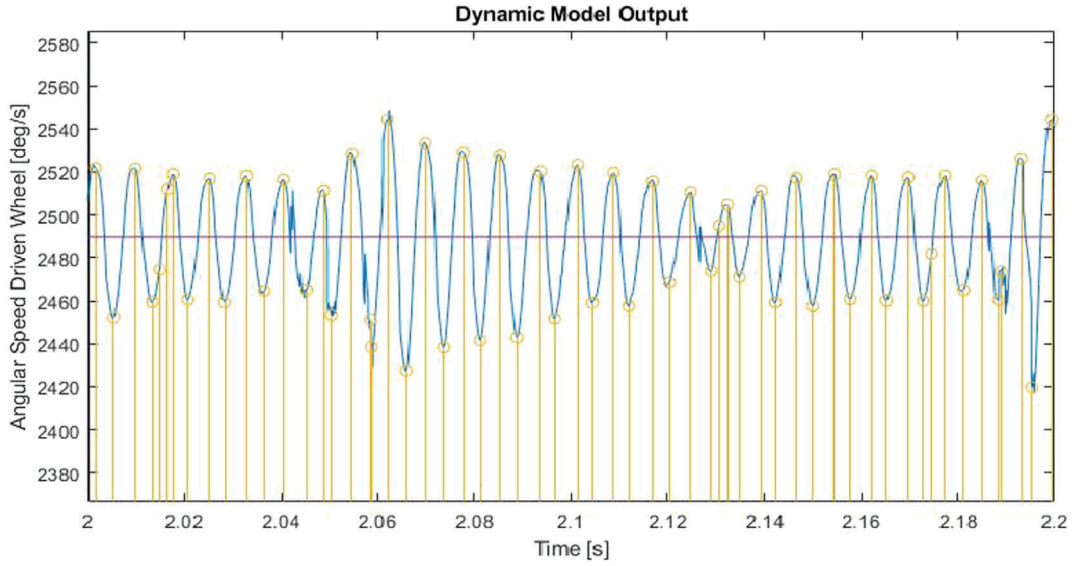


Fig. 3. Output of the Dynamic Model.

the base radius Rb_2 . Ff is the frictional force in the bearing which is the only charge in the loose gear pair and Rf is the application radius of the force. Ft is the friction due to the sliding and $R\rho_2$ is the curvature radius of the involute in that point.

The dynamics of the gear pair is solved using a finite element software: The driving wheel has an imposed rotational movement of speed $\dot{\varphi}_1$. The driven wheel has friction on its axle and it is modelled as an elastic solid. The driving wheel is a rigid solid since the model is used to study the rattle movement and not the stresses produced during the gear process. As well, these simulation conditions are suitable for the free load situation of the gear system proposed in this document. Considering one of the solids as rigid and the other as elastic makes calculation time more efficient. The profiles of the teeth of both wheels are modelled as a contact with friction. As shown in Fig. 2, meshing is more detailed on the tooth profiles than on the inside of the wheel to improve contact calculation.

Fig. 3 shows an example of the output of the dynamic model, where the angular output speed of the driven wheel $\dot{\varphi}_2$ is seen oscillating in a rattle movement around the corresponding value given by its transmission ratio. The points marked on the curve show the instant where an impact occurs between the gear teeth. The data of these points is used as an input of the analytical sound model.

2.2. Acoustic model

The fundamental of the model is based on previous researches [24], where those approaches determine the sound produced by a lubricated free gear pair. In the present study, the following shows how the noise produced by the impact of a pair of dry teeth is obtained.

To simulate the clash of the teeth, the gears are simplified as a system of two impacting cylinders [25] which vary in time depending on the gear mesh position. Each radius of these cylinders is given using Pythagoras theorem in Eq. (2).

$$Rc_i = \sqrt{Rb_i^2 + R\rho_i^2} \quad (2)$$

where Rb_i is the base radius of the pinion or the wheel, and $R\rho_i$ is the involute curvature radius as it is shown in Fig. 1.

To reduce computational cost and simplify the programming, the sound produced by a pair of impacting cylinders can be equated as an equivalent cylinder impacting against a semi-infinite elastic half-space [25]. The equivalent radius is given by Eq. (3) where Rc_1 and Rc_2 are the radii of each cylinder in any instant.

$$Rc_{eq} = \frac{Rc_1 Rc_2}{Rc_1 + Rc_2} \quad (3)$$

The mass of the equivalent cylinder depends on the flank width l and the material density ρ as is shown in Eq. (4).

$$m_{eq} = \pi Rc_{eq}^2 l \rho \quad (4)$$

k_1 and k_2 parameters are used to simplify later notation as it is described in [26], where the clash of two cylinders is presented. In the case of the present model, the equivalent cylinders to the clash of the gear teeth change at every moment. Thus, using the initial parameters of the teeth contact is considered.

k_1 and k_2 are shown in Eq. (5).

$$k_1 = \frac{1}{m_{i0}} + \frac{1}{m_{20}} \quad (5.a)$$

$$k_2 = \frac{2}{3} \left(2 \frac{1 - \mu^2}{E} \right)^{-1} \left(\frac{1}{rc_{i0}} + \frac{1}{rc_{20}} \right)^{-1/2} \quad (5.b)$$

where m_{i0} is the mass of each cylinder whose radius is the contact radius rc_{i0} (subindex i belongs to the driving wheel when it equals to 1 and to the driven wheel when it equals to 2), both evaluated at

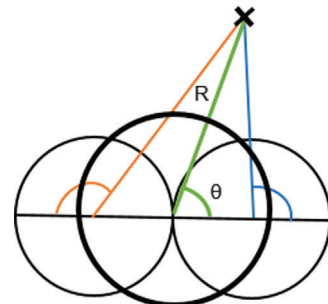


Fig. 4. Coordinate system of the equivalent cylinder.

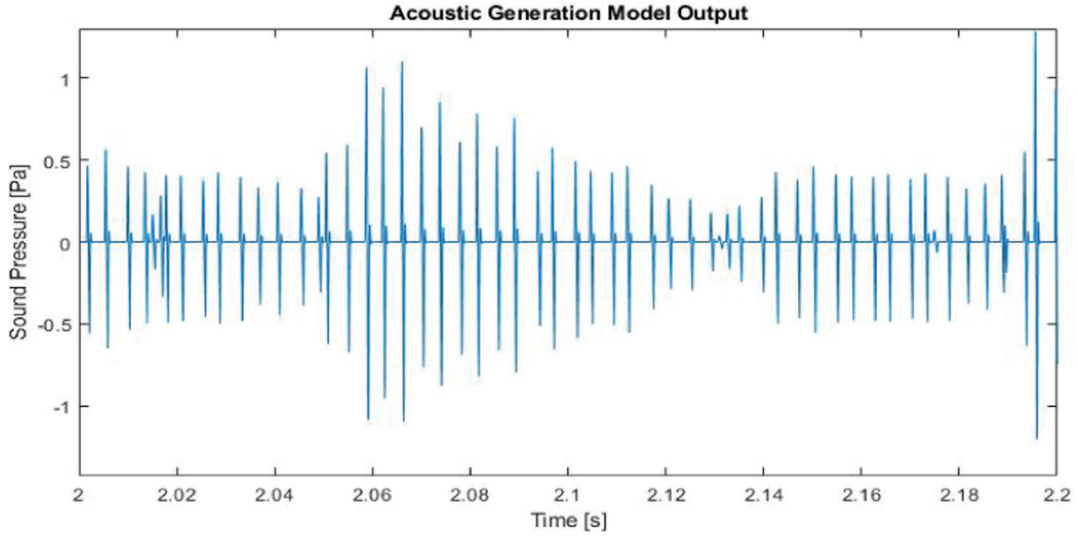


Fig. 5. Output of the Acoustic Model.

the initial geometric data. E is Young's modulus and μ is Poisson's ratio.

v_0 is the velocity in that equivalent cylinder impact. In this model, v_0 is considered as the normal velocity at the teeth surface when the impact occurs. The result is shown in Eq. (6), where $\dot{\varphi}_1$ and $\dot{\varphi}_2$, provided by the dynamic model, are the angular speed when an impact occurs.

$$v_0 = \dot{\varphi}_1 R b_1 - \dot{\varphi}_2 R b_2 \quad (6)$$

d_m is the maximum deformation reached during impact [26] and it is calculated in Eq. (7).

$$d_m = \left(\frac{5}{4k_1 k_2} \right)^{2/5} v_0^{4/5} \quad (7)$$

While F_m is the maximum impact force [26] and it is calculated in Eq. (8).

$$F_m = k_2 \left(\frac{5}{4k_1 k_2} \right)^{3/5} v_0^{6/5} \quad (8)$$

Contact time is defined as twice as the time needed by the equivalent cylinder to reach the maximum deformation. In the case of dry gears, it should be calculated according to Hertzian theory detailed in [26]. Contact time t_c is calculated in Eq. (9)

$$t_c = \int_0^{d_m} \frac{dd_m}{\sqrt{v_0^2 - \frac{4}{5}k_1 k_2 d_m^{3/2}}} = 2.94 \frac{d_m}{v_0} \quad (9)$$

Contact frequency ω_c is calculated as $\omega_c = \pi/t_c$.

Eq. (10) shows the sound pressure p as a function of time t in a position of known coordinates R y θ [26]. Fig. 4 shows the coordinate system of the equivalent cylinder with radius $R_{c_{eq}}$ superposed to the two cylinders with radii R_{c_1} and R_{c_2} . These cylinders, which are impacting each other, are centred over the gear pair.

The estimation of $A, B, D, E, F, G, H, X, Y, l_1$ and l_2 parameters could be consulted in [26], where acceleration a is given by Newton as: $a = F_m/m_{eq}$. The sound radiation model of [26] considers the presence of two solids as equivalent cylinders, but therefore does not take into account the diffraction in geometric details such as gear teeth.

Fig. 5. shows an example of an output of the acoustic model where the data of Fig. 3. is used as an input. For each of the impacts marked in Fig. 3, the sound emitted by the collision of a pair of

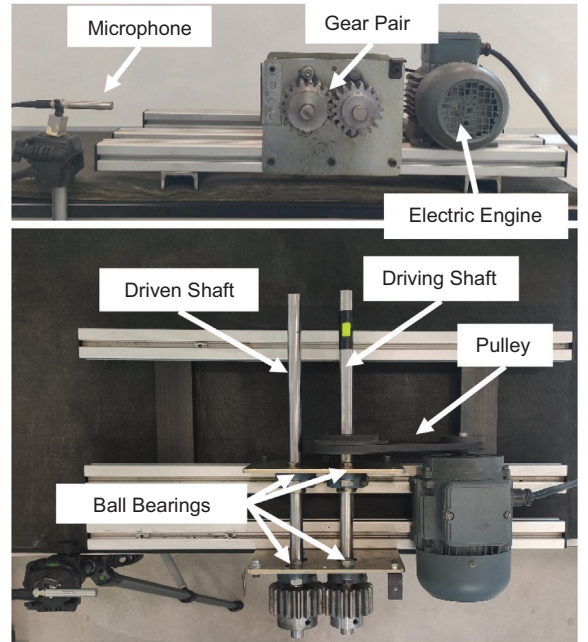


Fig. 6. Experimental set-up, front and top images.

$$p(R, \theta, t) = A(B\cos(\omega_c t) + D\sin(\omega_c t) + E\cos(l_1 t)e^{-l_2 t} + F\sin(l_1 t)e^{-l_2 t}) \quad \text{For } 0 \leq t \leq t_c \quad (10)$$

$$p(R, \theta, t) = A\{-G\cos((\omega_c + l_1)t_c - l_1 t) - H\sin((\omega_c + l_1)t_c - l_1 t) + X\cos((\omega_c - l_1)t_c + l_1 t) + Y\sin((\omega_c - l_1)t_c + l_1 t)\} * e^{-l_2(t-t_c)} + [E\cos(l_1 t) + F\sin(l_1 t)]e^{-l_2 t} \quad \text{For } t > t_c$$

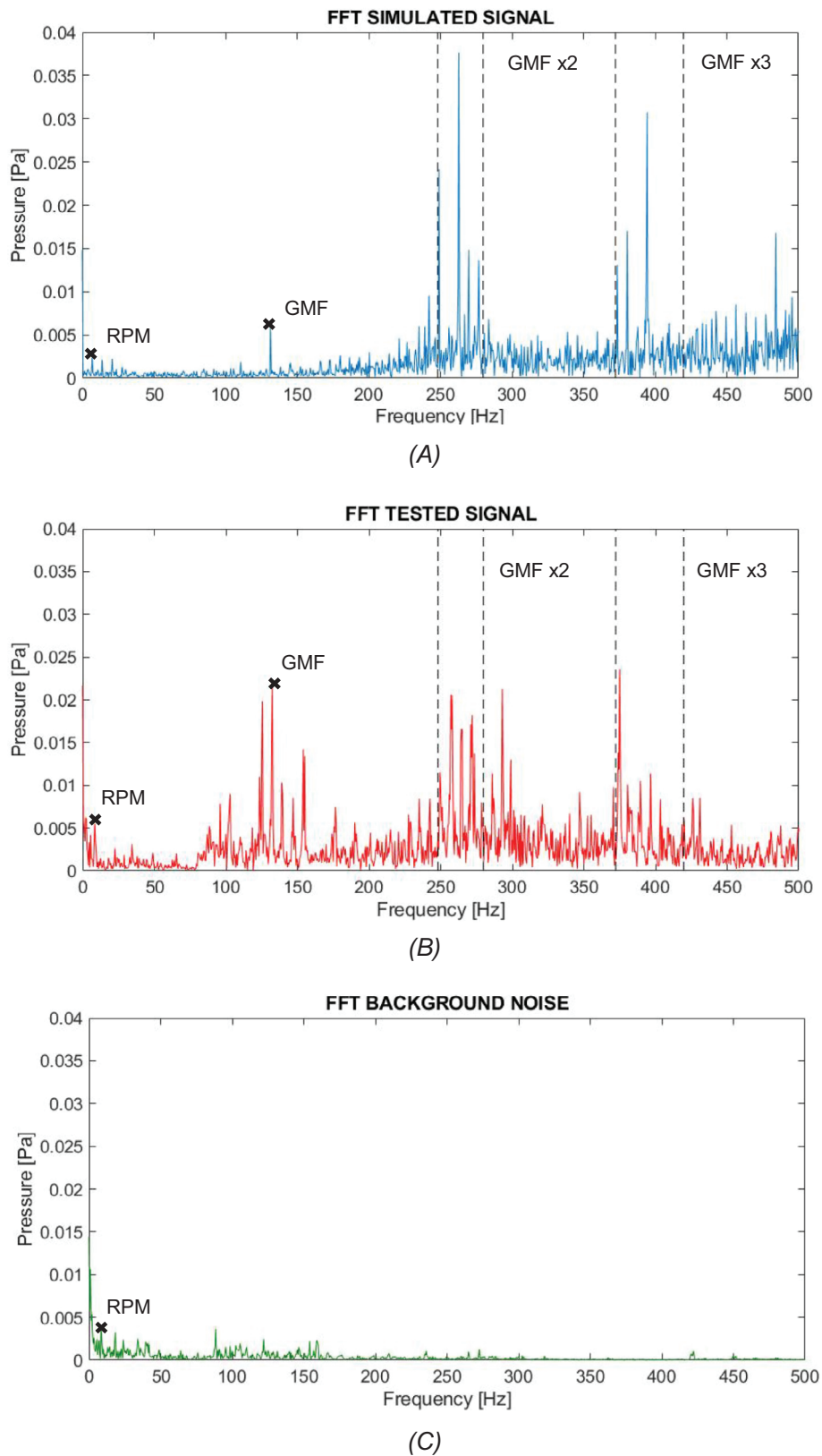


Fig. 7. FFT of the simulated sound (A), FFT of the tested sound (B) and FFT of the background noise (C) with 18 teeth driving wheel at 45.87 rad per second and 19 teeth driven wheel gear pair at $R = 0.6$ m and $\theta = 0$ rad.

Table 1
Gear pair testing facilities.

Driving wheel	Module 4, 18 teeth, steel, 4 cm thickness
Driven wheel	Module 4, 19 teeth, steel, 4 cm thickness
Microphone	GRAS 40AE with GRAS 26CA preamp
DAQ system	NI cRIO-9233 with NI USB-9162 Chasis
Acoustic calibrator	B&K 4231 type
Tachometer	Manual PCE-151

teeth is generated by the acoustic model, thus obtaining the acoustic pressure signal in function of time.

3. Experimental SET-UP

The assembly used to validate the sound prediction is shown in Fig. 6. It consists of a gear pair driven by an electric engine with a transmission pulley of 2 to 1. The gear pair is mounted on shafts fastened on ball bearings, so the gears could roll free of load. The system is powered by a variable frequency drive.

A microphone in line with the gear pair (θ coordinate of the model equal to zero) through a DAQ system measures the sound signal. The set-up has the gear pair cantilevered to reduce sound reflection. In [26] the sound produced by the collision of two cylinders was validated, both in the aligned and vertical position. The aligned positioning of the microphone shown in Fig. 6. is determined for practical assembly reasons, additionally, the aligned location of the microphone allows to replicate the layout of the following approaching proposal of the MAVAS.

Data collection and microphone calibration are performed using a LabVIEW script. The speed of the driving shaft is measured by a manual tachometer.

Additional information about the gear pair and the measurement equipment can be consulted in Table 1.

4. Validation

The sound produced by the pair of gears of Table 1 was measured in the experimental set-up when the driving wheel is rotating at 7.3 Hz. The background noise was also measured under the

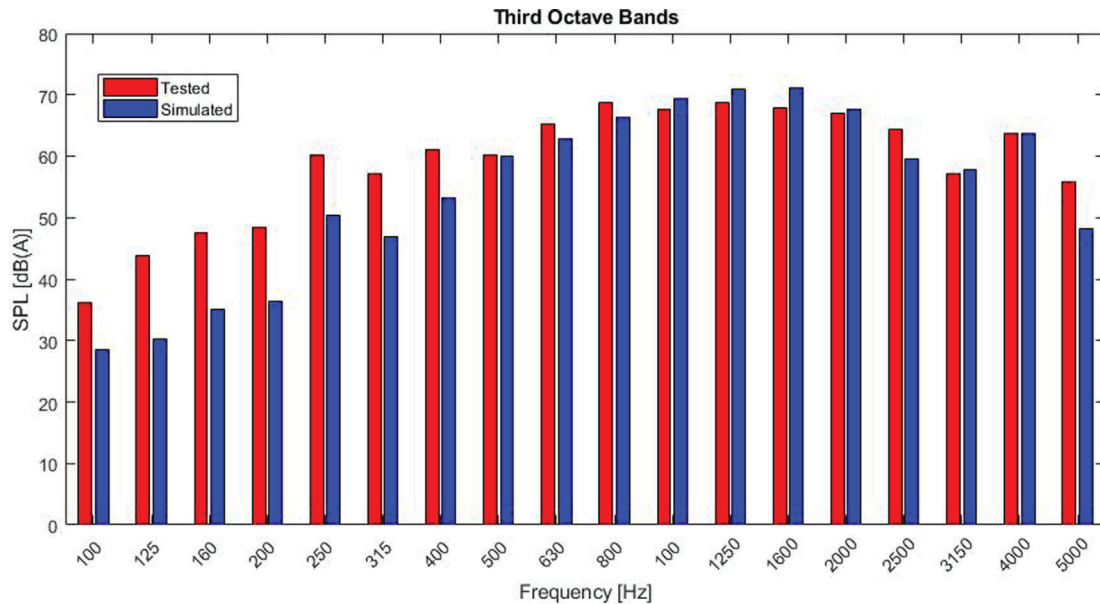


Fig. 8. Comparison between simulated and tested signals in third octave bands.

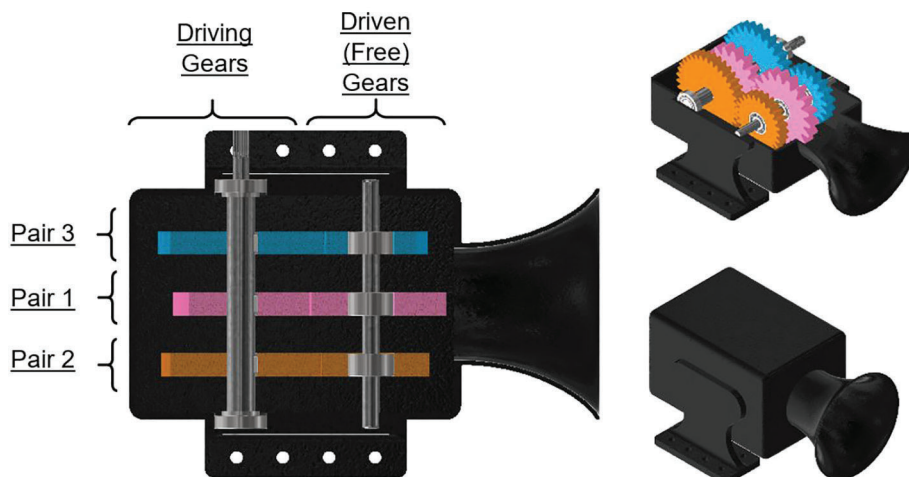


Fig. 9. Sketch of the possible design of the proposal.

Table 2
Gear Pairs module and number of teeth.

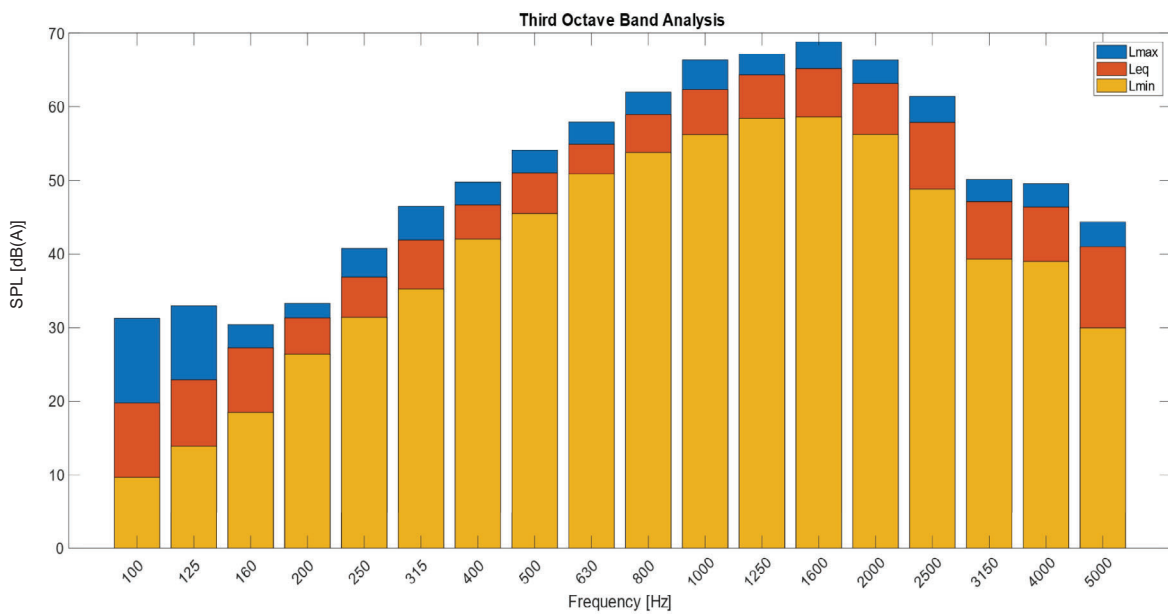
Gear Pair	Module (mm)	Driving Wheel Teeth	Driven Wheel Teeth
1	5	17	19
2	3	35	25
3	4	27	18

same conditions: letting the driving shaft roll but removing the gears from the set-up.

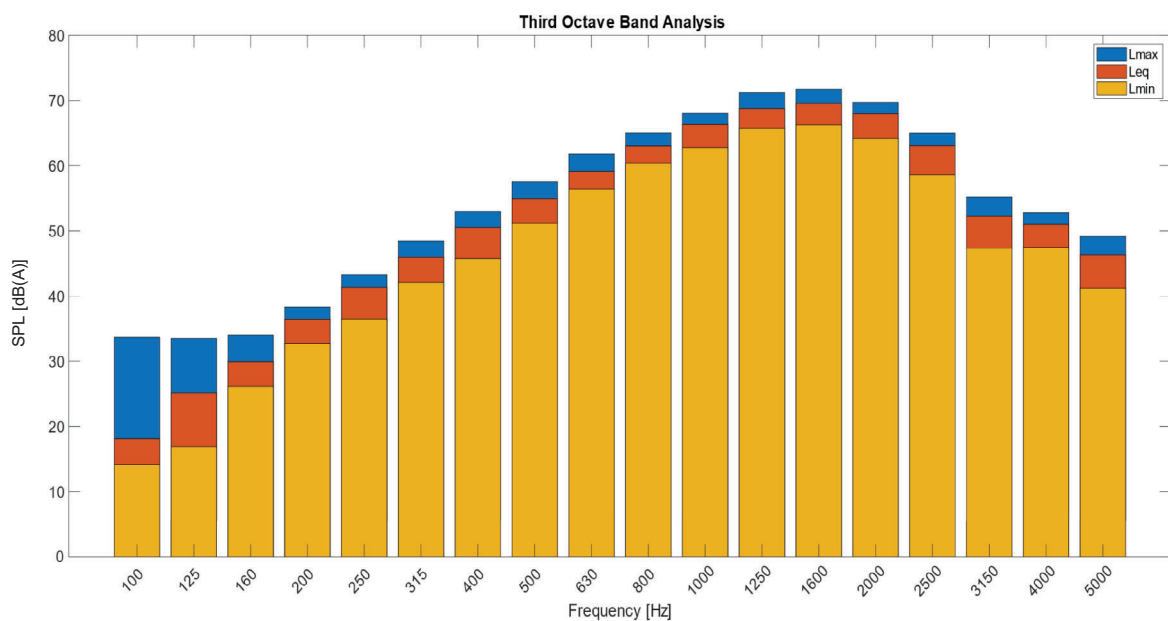
The microphone is located aligned to the gears and centred in their thickness. The distance between the microphone and the pitch point of the gears is 60 cm, so the local coordinates of the model are $R = 0.6$ m and $\theta = 0$ rad.

A pair of gears with the same geometric characteristics was simulated using the developed model. The dynamic model has been run under the same constant speed conditions for the driving wheel. The movement data of the driven wheel was entered into the acoustic model to obtain the pressure signal over time at the same coordinates as the microphone position.

The FFT shown in Fig. 7. is performed to make the comparison between simulated and tested signals at low frequency, where specific information of the mechanical gear operation can be appreciated. It is also included the frequency spectrum of the background noise that was measured with the electric engine running without gears. The first pointed peak around 7 Hz corresponds to the rotation speed of the driven and driving wheel (called *RPM* peak). The *RPM* peak of the driving shaft can be distinguished in



(A)



(B)

Fig. 10. Third-octave band analysis of the simulated gear configuration at 60 (A) and 120 (B) revolutions per minute.

the background noise spectrum. The peak at 132 Hz is due to the gear meshing frequency (GMF). The second and third harmonics are displayed in bands with a frequency of $132 \times 2 \pm 6\%$ and $132 \times 3 \pm 6\%$ Hz.

Frequencies of RPM and GMF peaks are coincident in simulated and tested signals. Amplitudes of RPM have similar values in both signals, however, the GMF amplitude is significantly higher in the tested signal. The peaks corresponding to the GMF harmonics are centred in the highlighted frequency band for the simulated signal (plotted in blue), while for the tested signal (plotted in red) the peaks are displaced in this frequency band range.

Fig. 8. shows the third octave band spectrum of tested and simulated signals after been corrected by the background noise. The bands from 100 Hz to 5000 Hz are displayed as this is the range required by the regulations [11]. It can be appreciated that both signals are coincident between 500 Hz and 4000 Hz bands, although below these frequency bands the differences are noticeable. The total sound pressure level is 76.6 dB(A) for the tested signal and 77.1 dB(A) for the simulated signal.

5. Approaching proposal

The prediction model allows studying the sound signal generated by pairs of spur gears. In this section, the prediction model is used to study the signal produced by a specific example of a proposed MAVAS. This proposal is designed to have a mechanical assembly as simple as possible. Three pairs of spur gears without lubrication are used to produce a more complex sound, all of them with the same centre separation to facilitate the arrangement of the system. As can be seen in Fig. 9 the gear driving wheels are mounted on the same driving shaft, while the gear driven wheels are mounted on bearings over a fixed axis.

The gears are made of steel and have a thickness of 16 mm. The module and number of teeth of each pair can be consulted in Table 2. Bearings allow each driven wheel to rotate at its speed without load. The proposed system can be installed in a box, which has the purpose of increasing the directivity of the sound emission in addition to allowing the positioning of the axes as shown in Fig. 9. However, the acoustic behaviour of the box has not been studied yet.

According to regulation [11], the speed range for the AVAS operation is the range of greater than 0 up to and inclusive to 20 km/h. For this reason, it is considered that the MAVAS drive system provides a rotation speed to the driving shaft from 0 to 120 rpm proportionally to the vehicle speed when it circulates from 0 to 20 km/h, as it could be assumed the same angular speed of a wheel shaft of a commercial vehicle.

In addition, the regulation includes third-octave band requirements for test speeds of 10 and 20 km/h, therefore the sound produced by the three gear pairs at 60 and 120 rpm has been simulated. The total sound pressure is obtained as the sum of the three contributions of each pair of gears. A third-octave band filter has then been applied to the total pressure signal over time.

To perform the simulation, the sound prediction model for each of the three gear pairs has been run at coordinates of $R = 2$ m and $\theta = 0$ rad. With these coordinates, the MAVAS is considered to be located in the longitudinal half of the vehicle, while the sound produced is recorded in the front plane of the vehicle.

Fig. 10 (A) shows the third band analysis at 60 rpm and Fig. 10 (B) at 120 rpm. It could be seen the large amount of energy around the 1600 Hz band in both cases. The overall sound level reached is 71 dB(A) during the 60 rpm simulation and 75 dB(A) in the 120 rpm.

The regulation [11] requires a series of minimum levels below the 1600 Hz band to ensure the detectability of the warning sound.

Those minimum levels are already reached by the simulated signal. It also sets the sound produced to a maximum of 75 dB (A), so it has been sought to set this level as the top of the simulations to produce a sound as intense as possible. More extensive analysis of the regulations can be found in [28].

6. Conclusions

A mathematical model of a gear pair sound prediction has been developed with the aim of creating a Mechanical Acoustic Alert System (MAVAS). This system is intended to allow pedestrians to detect the presence of an EV or HEV more effectively than the existing systems by being similar to the sound of the mechanical components of a traditional combustion vehicle.

The sound prediction model generates the pressure signal over time for a pair of spur gears that rotates without lubrication nor transmitting load. The model has been successfully validated using an experimental set-up for those working conditions.

Finally, an approaching example assembly of the MAVAS is proposed, in which the simplicity of the design prevails. The sound prediction model has been used to generate the acoustic signal of the approaching MAVAS allowing to study its adequacy to the regulation.

The MAVAS implementation inside the vehicles, like the location or the design of the drive system, presents a new contribution path, providing a low price and maintenance solution to increase detectability for low-cost quiet vehicles like cargo electric vans. The limitations of this device must also be taken into account, such as mechanical losses or the space necessary to anchor it to the vehicle. Acoustic restrictions arise from the impossibility of adapting the sound generated to the circulation environment, such as reducing the amplitude if it were necessary.

In addition, it is interesting to execute the physical construction of an example of a MAVAS to be able to perform detectability tests against common warning sounds to prove its effectiveness.

CRedit authorship contribution statement

Miguel Fabra-Rodriguez: Methodology, Software, Writing – original draft. **Ramon Peral-Orts:** Conceptualization, Writing – review & editing, Supervision. **Hector Campello-Vicente:** Validation, Resources. **Nuria Campillo-Davo:** Formal analysis, Writing – review & editing.

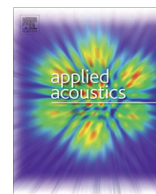
Declaration of Competing Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

References

- [1] European Environment Agency, Road traffic remains the biggest source of noise pollution in Europe, 2017.
- [2] Brand S, Petri M, Haas P, Krettek C, Haasper C. Hybrid and electric low-noise cars cause an increase in traffic accidents involving vulnerable road users in urban areas. *Int J Inj Contr Saf Promot* 2013;20(4):339–41.
- [3] Salleh I, Zain MM, Hamzah RR. Evaluation of annoyance and suitability of a back-up warning sound for electric vehicles. *Int J Automot Mech Eng* 2013;8:1267–77.
- [4] Wu J, Austin R, Chen CL. Incidence rates of pedestrian and bicyclist crashes by hybrid electric passenger vehicles: an update. *Ann Emerg Med* 2014;64(2):195–6.
- [5] Jen MU, Lu MH. "Warning sound of electric vehicle for pedestrian safety," INTER-NOISE 2011, presented at 40th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 2011.
- [6] Pedersen TH, Gadegaard T, Kjems K, Skov U. White paper on external warning sounds for electric cars – recommendations and guidelines, Tech. Rep. AV 1224/10, DELTA, Copenhagen, Denmark; 2011.

- [7] Parizet E, Ellermeier W, Robart R. Auditory warnings for electric vehicles: Detectability in normal-vision and visually-impaired listeners. *Appl Acoust* 2014;86(40):50–8.
- [8] Sandberg U. Adding noise to quiet electric and hybrid vehicles: An electric issue. *Acoust Australia* 2015;40:211–20.
- [9] Campillo-Davó N, Rassili A. NVH analysis techniques for design and optimization of hybrid and electric vehicles. Shaker Verlag 2016.
- [10] Konet H, Sato M, Schiller T, Christensen A, Tabata T, Kanuma T. Development of approaching vehicle sound for pedestrians (VSP) for quiet electric vehicles. *SAE Int J Engines* 2011;4:1217–24.
- [11] Regulation No 138, “Uniform provisions concerning the approval of Quiet Road Transport Vehicles with regard to their reduced audibility.” Official Journal of the European Union, 13.1 2017.
- [12] van der Rots R, Berkhoff A. Directional loudspeaker arrays for acoustic warning systems with minimised noise pollution. *Appl Acoust* 2015;89:345–54.
- [13] Poveda-Martínez P, Peral-Orts R, Campillo-Davó N, Nescolarde-Selva J, Lloret-Climent M, Ramis-Soriano J. Study of the effectiveness of electric vehicle warning sounds depending on the urban environment. *Appl Acoust* 2017;116:317–28.
- [14] Steinbach L, Altinsoy ME. Prediction of annoyance evaluations of electric vehicle noise by using artificial neural networks. *Appl Acoust* 2019;145:149–58.
- [15] Altinsoy E. The detectability of conventional, hybrid and electric vehicle sounds by sighted, visually impaired and blind pedestrians. *Proceedings of the 42nd Internoise*, 2013.
- [16] Steinbach L, Altinsoy ME. Influence of an artificially produced stationary sound of electrically powered vehicles on the safety of visually impaired pedestrians. *Appl Acoust* 2020;165:107290. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107290>.
- [17] Kournoutos N, Cheer J, Elliott S. The design of a low-cost directional warning sound system for electric vehicles. *International Conference on Noise & Vibration Engineering (ISMA)*, 2018.
- [18] Kournoutos N, Cheer J. Investigation of a directional warning sound system for electric vehicles based on structural vibrational. *J Acoust Soc Am* 2020;148(2):588–98.
- [19] Zheng H, Wang YY, Liu GR, Lam KY, Quek KP, Ito T, et al. Efficient modelling and prediction of meshing noise from chain drives. *J Sound Vib* 2001;245(1):133–50.
- [20] Sharma RB, Parey A, Tandon N. Modelling of acoustic emission generated in involute spur gear pair. *J Sound Vib* 2017;393:353–73.
- [21] Theodossiades S, Tangasawi O, Rahnejat H. Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. *J Sound Vib* 2007;303(3-5):632–58.
- [22] Tangasawi O, Theodossiades S, Rahnejat H. Lightly loaded lubricated impacts: idle gear rattle. *J Sound Vib* 2007;308(3-5):418–30.
- [23] De la Cruz M, Theodossiades S, Rahnejat H. An investigation of manual transmission rattle. *Proc Inst Mech Eng, Part K, J. Multi-Body Dynam.* 2010;224:167–81.
- [24] Fernandez-Del-Rincon A, Diez-Ibarbia A, Theodossiades S. Gear transmission rattle: Assessment of meshing forces under hydrodynamic lubrication. *Appl Acoust* 2019;144:85–95.
- [25] Theodossiades S, De la Cruz M, Rahnejat H. Prediction of airborne radiated noise from lightly loaded lubricated meshing gear teeth. *Appl Acoust* 2015;100:79–86.
- [26] Yufang W, Zhongfang T. Sound radiated from the impact of two cylinders. *J Sound Vib* 1992;159(2):295–303.
- [27] Peral-Orts R, Fabra-Rodríguez M, Campillo-Davó N, Campello-Vicente H. “Dispositivo mecánico para la generación de sonido de advertencia en vehículos eléctricos” Presented at 48^o Congreso Español de Acústica, 2017.
- [28] Fabra-Rodríguez M, Peral-Orts R, Campillo-Davó N, Campello-Vicente H. “A Mechanical Acoustic Vehicle Alerting System (MAVAS) for electric vehicles.” *Inter Noise*, Presented at 48th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Madrid, 2019.c



Numerical sound prediction model to study tyre impact noise

Miguel Fabra-Rodriguez*, Ramon Peral-Orts, David Abellán-López, Hector Campello-Vicente, Nuria Campillo-Davo

Miguel Hernández University of Elche, Avda. de la Universidad, s/n, 03202 Elche, Alicante, Spain



ARTICLE INFO

Article history:

Received 22 June 2022

Received in revised form 19 January 2023

Accepted 8 March 2023

Keywords:

Tyre/road noise

Impact noise

FEM-BEM modelling

Acoustic simulation

ABSTRACT

Impact noise is one of the mechanisms of vibratory origin that constitutes tyre/road interaction noise. When assessing a vehicle as a noise source, the impact sound mechanism is especially significant when obstacles are present on the driving surface. This document aims to enhance understanding of the impact noise phenomenon by presenting a two-step numerical model for studying the sound propagation of an accelerated tyre impacting a flat, rigid, and reflective surface: Firstly, a dynamic analysis of the contact is performed using the Finite Element Method. Then, the Boundary Element Method is used to perform an acoustic analysis with the vibration of the tyre surface as the sound source. The model has been successfully validated through a drop-test, where a tyre/rim assembly is dropped onto a ground surface. The validation was determined by comparing the predicted Sound Pressure Level measurements to those obtained from a circular microphone structure at various points during the drop-test.

© 2023 The Author(s). Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

1. Introduction

Technological advances in the automotive sector have enabled vehicle manufacturers to gradually reduce the sound emissions of their models [1]. Despite these advances, road traffic remains the leading cause of noise pollution with the greatest overall impact in urban and interurban environments [2]. The exposure to rolling noise could cause a range of issues such as annoyance [3], sleep disorders [4] and even cardiovascular disease [5].

It is therefore of vital importance to analyse in detail the different sound generation mechanisms that together constitute the vehicle as a source of noise [6]: the mechanical noise of the propulsion system, aerodynamic noise and the noise of the interaction of the tyre with the road. In urban areas, where the bulk of the population affected by noise pollution is concentrated, low driving speeds make the contribution of aerodynamic noise negligible. Engine and drive system noise of conventional vehicles predominate over tyre/road interaction noise below speeds of 30 km/h. However, the electrification of vehicles results in a drastic reduction in the noise of their propulsion systems [7].

The mechanisms of noise production generated by tyre/road interaction are divided into two groups [8]: aerodynamics of the emission zone and mechanical vibrations. Aerodynamic noise is associated with air pumping which produces noise above 1 kHz [9]. It is also related to Helmholtz and pipe resonances of the air

mass vibrating in the tread cavities. Vibratory mechanisms predominate in the low and medium frequency ranges below 1 kHz. They are divided according to their method of excitation: due to adhesion phenomena, like stick-and-slip and stick-and-snap effects [10], or impact phenomena, caused by irregularities in the road.

Road characteristics also affect acoustic emission, whose most important factors are impedance [11], pavement ageing [12], texture [13] and mixture [14]. The study of these parameters results in new pavements and rubberized asphalts that mitigate noise emission [15]. Thus, particularly at low driving speeds, the total noise contribution of the vehicle tends to be drastically reduced. Nevertheless, there would still be specific situations where there is an increase in tyre/road interaction noise due to the presence of obstacles on the road surface which cause an impact noise. An example of this situation is the use of speed bumps over the road [16].

Models that study tyre/road interaction noise are classified as deterministic or statistical [17]. The statistical models are global regression models which use a large number of empirical data measurements such as the American TNM model [18] or the European CNOSSOS model [19]. On the other hand, the deterministic models are analytical or numerical models that study a specific sound production mechanism.

Among the deterministic models, the numerical Finite Element Method (FEM) has been used for the study of the behaviour of tyres and their mechanical characteristics. Xie and Yang [20] determined stress distribution both in radial and bias ply tyres, depending on

* Corresponding author.

E-mail address: mfabra@umh.es (M. Fabra-Rodriguez).

the load they support and their inflation pressure. On the other hand, Wei et al. [21] analysed the vertical force–displacement characteristics of a tyre section. These studies model the tyre divided into several regions with different characteristics and properties.

The mechanical behaviour of the impact of a wedge on a tyre has been studied by Neves et al. [22] using an experimentally validated FEM model in order to evaluate the performance of a tyre in extreme situations. In this study, the experimental set-up involved fixing the wheel in a specific position, without replicating the effects of the suspension system, and dropping the impact mass on it. A similar test was performed by Gan et al. [23] by dropping a flat surface mass onto a tyre to analyse the impact of an aircraft during landing.

The propagation of tyre/road interaction noise can also be analysed using FEM techniques. Lafon et al. [24] started from an earlier statistical model to compare the sound propagation of a tyre geometry with a simplification of monopole sources. The road surface was modelled as a rigid surface whereas the absorption condition at infinity was achieved by means of the Perfectly Matched Layers condition. Another method to simulate the sound absorption condition at infinity is through the use of the Boundary Element Method (BEM) as performed by Biermann et al. [25]. The advantage of this method is its computational efficiency when calculating sound propagation in open space as it eliminates the need to discretise the air volume.

With regard to numerical models used for predicting impact sound, Behzada et al. [16] used a lumped quarter-vehicle model. In this model, the force applied to the tyre when it is driven over a speed bump profile is used to conduct a 3D FEM analysis to study the noise generated. The tyre-suspension assembly can also be modelled directly in 3D: Han et al. [26] simulated the passage of a tyre over a bar where the normal acceleration of its surface is used as a sound source.

Additional vibro-acoustic studies that combine FEM and BEM in other aspects of vehicle acoustics can also be found in the literature, such as the work from Citarella et al. [27], who studied the sound propagation of the structural vibration modes of a vehicle. Prior to this, Sung and Nefske [28] studied the noise inside the

vehicle produced by the forces acting on the structure. Beyond road traffic, there are finite element vibro-acoustic studies on other types of vehicles: Yegao et al. [29] studied the acoustic footprint of a submarine and H. Djojodihardjo [30] analysed the behaviour of the lightweight structures of which space vehicles are made from.

This paper proposes a two-step deterministic model to study the impact noise of a tyre accelerated against a flat, rigid and reflective surface. It consists of a first FEM analysis that determines the vibration of the tyre, followed by a second analysis wherein this vibration is used as a sound source to study acoustic propagation using BEM. As a result, the sound pressure levels generated by the tyre are obtained and validated.

2. Methodology

2.1. Basic principles

The basic model describing the impact between the tyre and the road surface resembles a time-varying load and must be studied by means of a transient analysis. The dynamic response of the system is determined using the Equation of Movement (1) and is solved by the Finite Element Method.

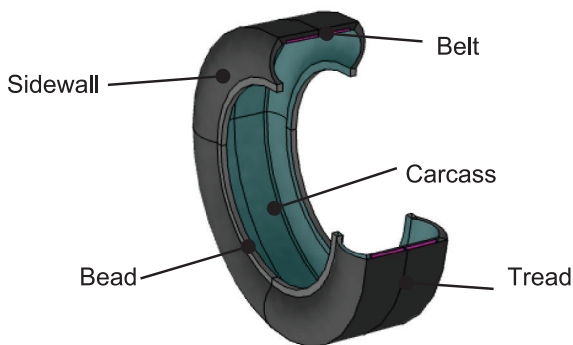


Fig. 1. Geometry and parts of the tyre.

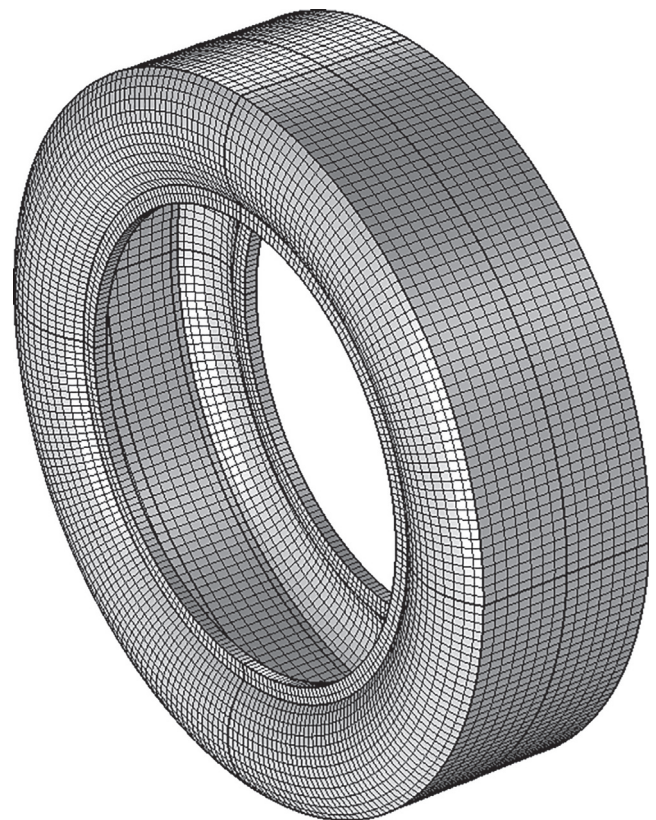


Fig. 2. Tyre mesh.

Table 1
Characteristics of each part of the tyre geometry.

Part	Young's Modulus [MPa]	Poisson's Coefficient	Density [kg/m ³]	Type of Element
Sidewall	3.940	0.49	1140	Hexahedra and prisms
Tread	3.501	0.49	1120	Hexahedra and prisms
Bead	210,000	0.30	7800	Hexahedra and prisms
Belt	50	0.40	1110	Hexahedra and prisms
Carcass	300	0.38	1080	Quads (Surface)

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F \tag{1}$$

where u is the displacement field as a function of time, \dot{u} and \ddot{u} are respectively the velocity and acceleration fields, M is the mass matrix, C is the damping matrix, K is the stiffness matrix and F is the load vector.

The Fast Fourier Transform (FFT) is then applied to the acceleration \ddot{u} of the surface of interest in a given time window. The acceleration, now in the frequency domain, is used as a boundary condition to relate the vibration of the body to sound pressure p according to Equation (2).

$$-n \cdot \left(-\frac{1}{\rho} \nabla p \right) = n \cdot \ddot{u} \tag{2}$$

where n is the unit vector normal to the surface and ρ is the density of the medium.

The acoustic propagation is obtained using the Helmholtz Equation (3), whose solution involves frequency analysis using the Boundary Element Method.

$$\nabla^2 p + \left(\frac{\omega}{c} \right)^2 p = 0 \tag{3}$$

where ω is the study angular frequency and c is the speed of sound.

2.2. Model

The vibro-acoustic model for impact noise prediction starts with the geometric characterisation of a radial tyre. This geometry is parameterised to be generated from the tyre width, aspect ratio and rim diameter values indicated in the metric ISO code for tyres [31]. This allows any type of tyre to be generated in a simple way. In turn, the geometry is divided into five parts as shown in Fig. 1.

Each of the parts has material characteristics obtained from [20] that define its inertial and linear elastic behaviour. These characteristics are summarised in Table 1 together with the type of element used.

The transient analysis to simulate the contact between the tyre and the surface is performed by means of FEM, using COMSOL®

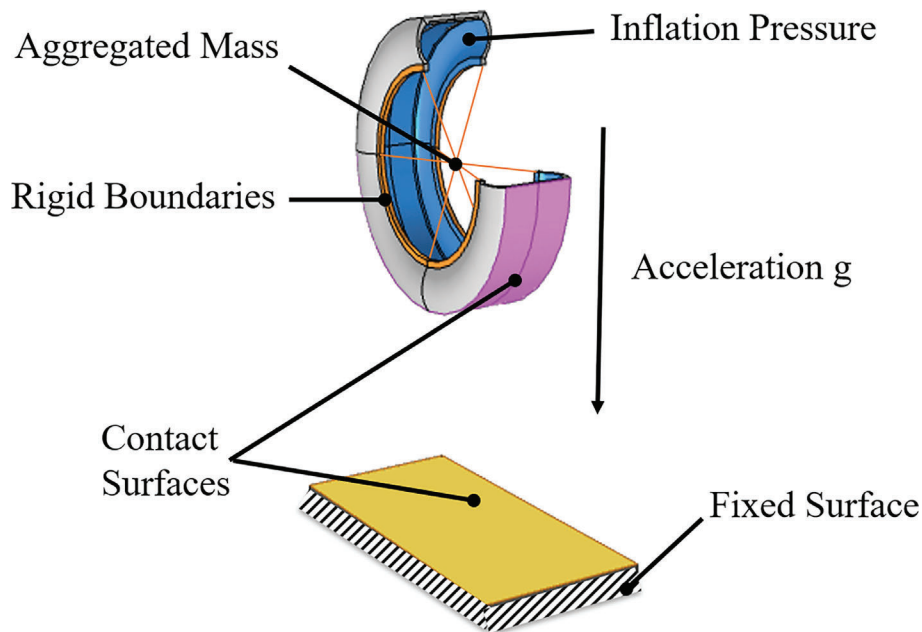


Fig. 3. Boundary conditions of the FEM analysis.

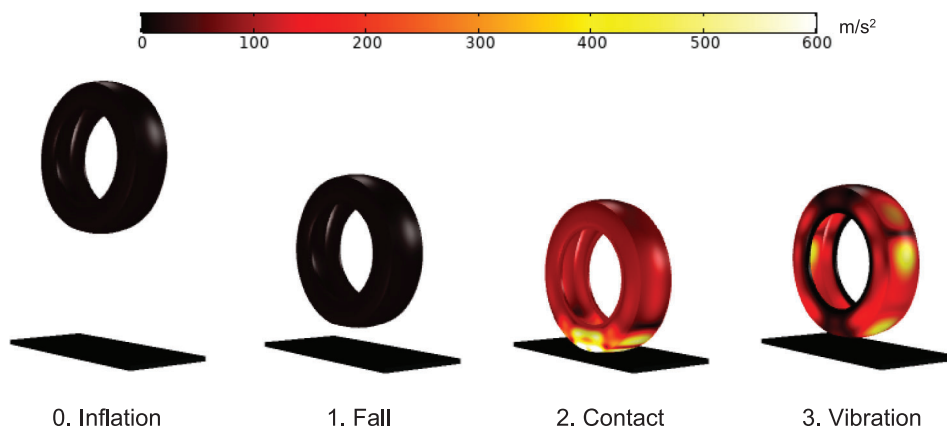


Fig. 4. Phases of the transient analysis in the FEM simulation.

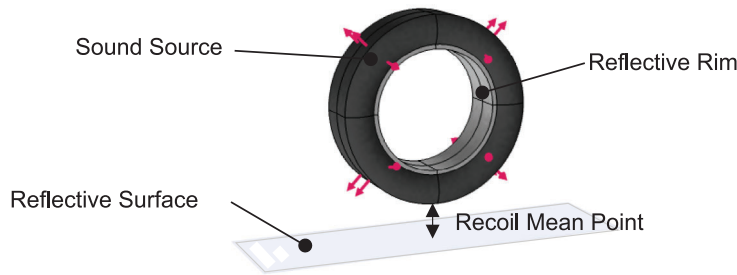


Fig. 5. Boundary conditions of the BEM analysis.

software. The model mesh has also been parameterised to be automatically generated for different tyre geometries. The meshing of the tyre volume is created by performing a circular sweep of the tyre section. The mesh used for the validation of this work, shown in Fig. 2, has 26,400 linear elements with a maximum size of 1 cm.

In the model, the tyre accelerates from rest in free fall by the effect of gravity to impact against a flat, rigid and fixed surface.

The contact between the flat surface and the tyre tread has been defined. Air pressure is modelled as a force per unit area normal to the inner surface of the tyre. In order to reduce computational cost, the force remains constant and equivalent to the inflation pressure as the variations of the volume during the impact are not significant. Air volume displacements inside the tyre are also not taken into account.

Rim modelling is achieved by defining the tyre surfaces that would be in contact with the rim, inner radial and outer lateral contour, as rigid. The mass of the rim is applied as a point mass of a constant value at the centre of gravity of these rigid bead surfaces [32]. The boundary conditions are shown schematically in Fig. 3.

The FEM analysis is performed in two distinct steps, firstly, a static analysis is performed to allow the tyre to acquire the stress and deformation state produced by the inflation pressure, and then, in a second step, the transient analysis of the drop test is performed.

During the transient analysis, the tyre increases its velocity until it makes contact with the flat surface, causing the tyre to impact and then recoil with the consequent vibration of the tyre surface. Fig. 4 shows different phases of the dynamic simulation with the plotting of the tyre surface acceleration.

Once the transient analysis has been solved, the FFT is applied to the acceleration field of the tyre surface. The FFT is performed

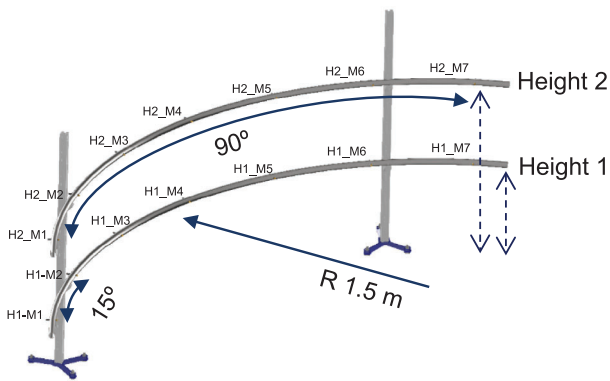


Fig. 6. Sketch of the acoustic array structure.

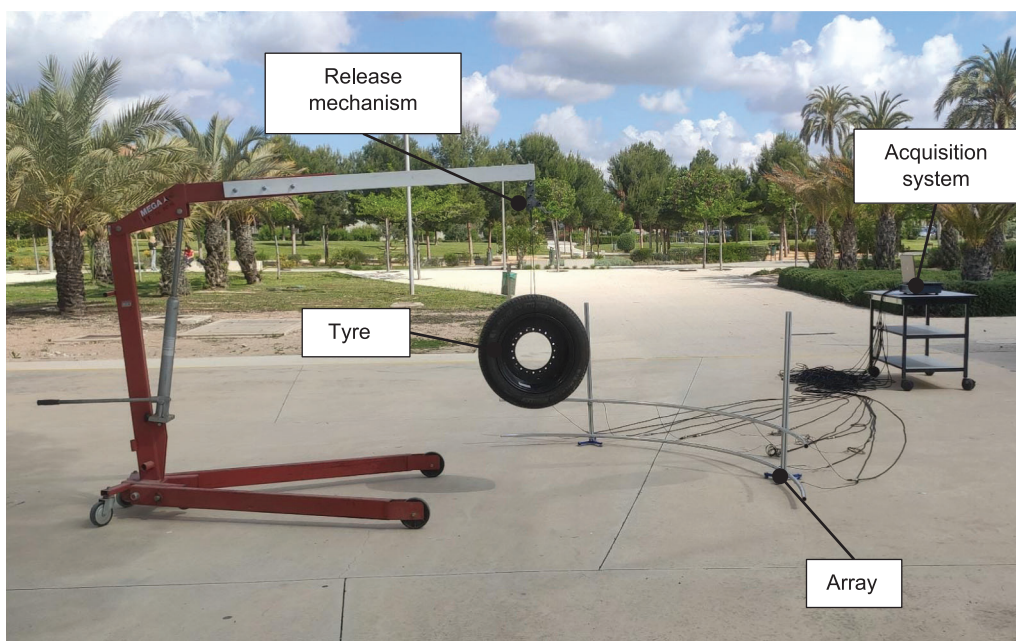


Fig. 7. Experimental set-up.

in a given time window (as indicated in point 4 below) starting from the instant of the simulation when the initial contact occurs. After applying the FFT, the values obtained must be scaled by the number of samples SN in order to maintain the original physical magnitude. The number of samples is defined, according to Equation (4), as the product of the time window used TW and the sampling frequency SF , inverse of the simulation time step TS .

$$SN = TW * SF = \frac{TW}{TS} \tag{4}$$

This frequency domain acceleration is mapped onto the stationary tyre geometry of the BEM analysis to be used as the sound source as described in Equation (2). In this analysis, the tyre is separated from the reflective surface at the mean distance of the recoil path after the contact produced in the transient analysis. The rim and the contact surface are now modelled as reflective surfaces as shown in Fig. 5.

3. Experimental set-up

Once the model is defined, an experimental set-up is designed to achieve empirical values that validate the results provided by

the simulation. A microphone array has been built on a double-height circular structure that covers a 90° angle with a radius of 1.5 m. The pillars of the structure are grooved aluminium profiles that allow the height of the curved horizontal profiles to be adjusted. These curved profiles have been perforated to locate in each of them 7 microphones of ¼ inch diameter with a separation of 15°. A sketch of this structure is shown in Fig. 6.

The test tyre has the geometric dimensions of ISO code 205/55 R16. The tyre is mounted on a 13 Kg steel rim at an inflation pressure of 220 kPa. The assembly is lifted using a hydraulic workshop crane to which a profile has been fitted to extend the jib beyond the support base. The crane has a mechanical opening mechanism to drop the tyre due to the force of gravity.

To record the sound propagation of the impact of the tyre against a rigid and reflective surface, the tyre lifted by the crane is positioned at the geometric centre of the microphone array, as shown in Fig. 7. The tests are performed outdoors on a polished concrete floor in favourable atmospheric conditions [18] and no other reflective surfaces are located within a radius of less than 5 m.

The microphones used during the tests are Brüel & Kjær models 4935 and 4957, connected to an LMS SCADAS Mobile data acquisition system. The acquisition system was configured with a trigger

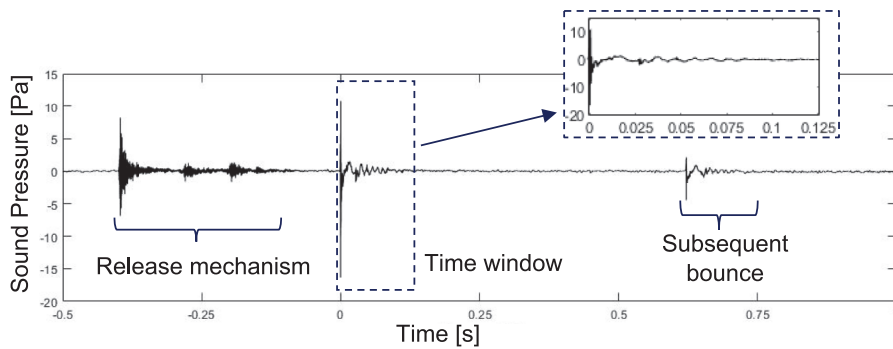


Fig. 8. Sound pressure recorded during a test.

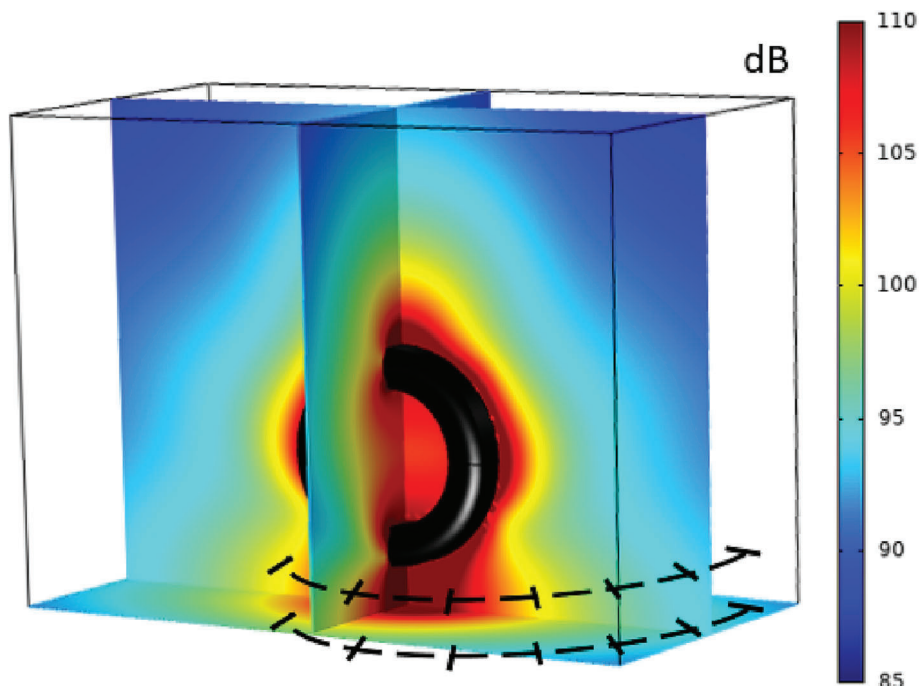


Fig. 9. Sound Pressure Level of the frequency analysis with the positioning of the measurement points superimposed.

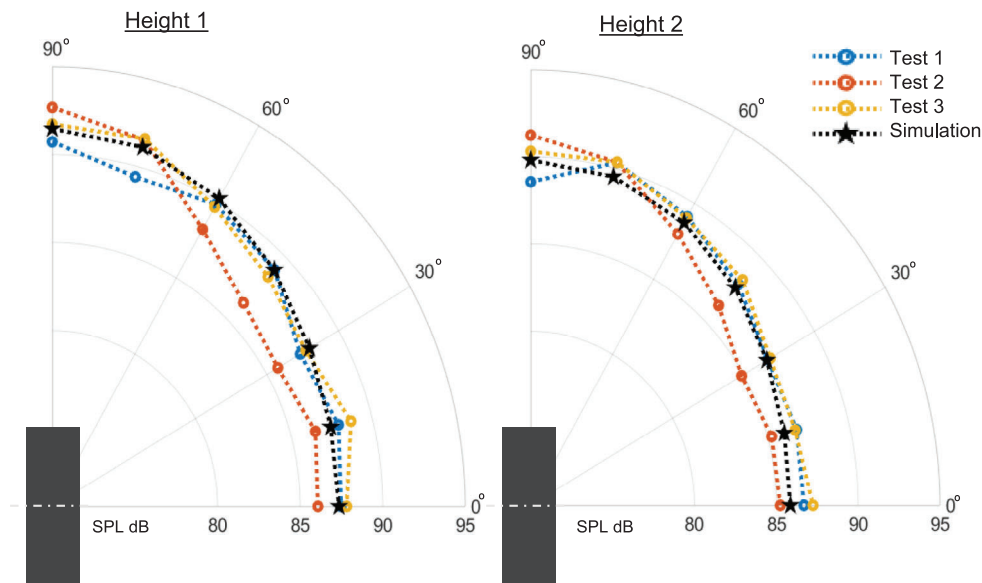


Fig. 10. Comparative polar graph of total SPL between tests and simulation.

to initialise the signal recorded as soon as a threshold sound pressure value is exceeded. The stored signal has a duration of 1 s after the trigger and 0.5 s before at a sampling rate of 25600 Hz. A time window is then defined to delimit the interval of interest for post-processing.

3.1. Validation

To compare the numerical model with experimental results, three free fall tests were performed from a height of 0.5 m between the floor and the lowest point of the tyre. The arches of the array were positioned at heights of 4 cm, the closest position to the ground that can be obtained, and 31 cm, the height of the centre of the tyre at the moment of impact. The array is oriented so that the microphones at 0° are aligned towards the axis of revolution of the tyre and those at 90° are perpendicular to the tread along its median plane. The background noise levels recorded during the tests do not exceed 55 dB at any time.

Fig. 8 shows the signal recorded by one of the microphones during the test. The trigger positions the pressure peak produced by the contact of the tyre with the ground at instant 0 s. It can be distinguished the previous sound generated by the release mechanism and a subsequent bounce of the tyre. A time window of 0.125 s is established after the contact which delimits the sound signal to be processed. This window is the value of the time constant in the Fast time weighting.

The dynamic simulation of the numerical model has been configured according to the characteristics of the test elements: tyre geometry, inflation pressure, rim weight, drop height and gravity acceleration value. The sampling frequency used during the simulation is 3000 Hz.

Subsequently, the FFT of the acceleration of the tyre surface is performed in a time window of 0.125 s starting from the instant of the simulation when contact between the tyre and the flat surface occurs. In the acoustic frequency simulation, a separation of 13 cm has been established between the tyre and the reflective surface, calculated as half the distance achieved in the tyre recoil of the dynamic simulation. The sound analyses are performed in increments of 8 Hz, inverse of the time window used, to thus obtain the full contribution from the 125 Hz to the 1000 Hz band. The total Sound Pressure Level (SPL) of the simulation is then cal-

culated as the logarithmic sum of the contribution of each frequency analysis. Fig. 9 shows the sound propagation with the virtual positioning of the microphone array superimposed on the Sound Pressure Level.

The results simulated at the microphone locations are compared to the total SPL of the experimental signal in the same frequency range as in the numerical model. Fig. 10 show this comparison by means of a polar graph for each height of the microphone array.

The simulation results fall within the range marked by the experimental tests. The maximum deviation of the sample with respect to the mean of the tests is 1 dB for height 1 of the array and 0.85 dB for height 2.

The analysis of the horizontal directivity shows that the SPL achieved in the direction of the tread is 4 dB higher than on the tyre axis at both heights. Up to 1.4 dB can be due to the difference in distance between the tyre surface and the receiving microphone, while the rest can be explained by the greater stiffness of the tread with respect to the sidewall. On the other hand, the impact simulation shows an average SPL per microphone of 1.5 dB, higher at height 1 with respect to height 2, as height 1 is closer to the contact area of the tyre and the reflective surface.

4. Conclusions

A methodology has been developed to predict the impact noise of a tyre against a rigid and reflective surface, combining the Finite Element Method for the transient analysis of the contact and the Boundary Element Method for the sound propagation study.

The tyre is modelled as a radial type with a parameterized geometry, with isotropic elastic properties and a slick surface. The proposed model includes in a simplified form the effect of the rim and inflation pressure. The tyre is studied as a system isolated from the rest of the vehicle.

The simulations have been successfully validated in terms of total Sound Pressure Level by means of a drop-test of the tyre with rim around which an array of 14 microphones distributed at two heights has been positioned.

The contact model presented can be extended to study the sound generation of situations closer to actual driving conditions, such as including the effects of suspension or studying the impact

against common road surfaces found in traffic such as speed bumps or imperfections in the road surface. In future works, efforts should also be made to consider the effect of inner air vibration modes on the model results.

This work presents an effective modelling that provides a deeper understanding of one of the phenomena which constitutes rolling noise. In brief, a numerical procedure to study the impact noise of a tyre has been addressed. The results provided by the model for a 205/55 R16 tyre are satisfactory since the sound emission in the field near the tyre is predicted very closely with the tests performed.

CRedit authorship contribution statement

Miguel Fabra-Rodríguez: Methodology, Software, Writing – original draft. **Ramon Peral-Orts:** Conceptualization, Writing – review & editing, Supervision. **David Abellan-Lopez:** Software, Investigation, Writing – review & editing. **Héctor Campello-Vicente:** Validation, Resources. **Nuria Campillo-Davó:** Formal analysis, Writing – review & editing.

Data availability

The data that has been used is confidential.

Declaration of Competing Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Acknowledgements

Miguel Fabra-Rodríguez is a doctoral student whose work has been co-funded by the Conselleria d'Educació, Investigació, Cultura i Esport and the European Social Fund under Grant No. ACIF/2019/073.

References

- [1] Sancho S, Gaja E, Peral-Orts R, Clemente G, Sanz J, Velasco-Sánchez E. Analysis of sound level emitted by vehicle regarding age. *Appl Acoust* 2017;126:162–9.
- [2] European Environment Agency, Environmental noise in Europe 2020, EEA Report 22/2019.
- [3] Paiva KM, Cardoso MRA, Zannin PHT. Exposure to road traffic noise: Annoyance, perception and associated factors among Brazil's adult population. *Sci Total Environ* 2019;650:978–86.
- [4] Skrzypek M, Kowalska M, Czech EM, Niewiadomska E, Zejda JE. Impact of road traffic noise on sleep disturbances and attention disorders amongst school children living in Upper Silesian Industrial Zone, Poland. *Int J Occup Med Environ Health* 2017;30(3):511–20.
- [5] Babisch W, Swart W, Houthuijs D, Selander J, Bluhm G, Pershagen G, et al. Exposure modifiers of the relationships of transportation noise with high blood pressure and noise annoyance. *J Acoust Soc Am* 2012;132(6):3788–808.
- [6] Nelson P. *Transportation Noise Reference Book*. Butterworths-Heinemann 1987.
- [7] Campello-Vicente H, Peral-Orts R, Campillo-Davo N, Velasco-Sanchez E. The effect of electric vehicles on urban noise maps. *Appl Acoust* 2017;116:59–64.
- [8] Sandberg U, Ejsmont JA. *Tyre/road noise reference book*. Kisa, Sweden: Informex; 2002.
- [9] Morgan PA, Phillips SM, Watts GR. *The localisation, quantification and propagation of noise from a rolling tyre*. TRL Limited 2007.
- [10] Kuijpers, A.; Van Blokland, G. Tyre/road noise models in the last two decades: a critical evaluation. Conference: Internoise 2001, Institute of Noise Control Engineering, pp 2494–2499.
- [11] Bianco F, Fredianelli L, Lo Castro F, Gagliardi P, Fidecaro F, Licitra G. Stabilization of a p-u sensor mounted on a vehicle for measuring the acoustic impedance of road surfaces. *Sensors* 2020;20(5):1239.
- [12] Luca T, de León G, Del Pizzo LG, Moro A, Bianco F, Fredianelli L, et al. Modelling the acoustic performance of newly laid low-noise pavements. *Constr Build Mater* 2020;247:118509.
- [13] Del Pizzo A, Teti L, Moro A, Bianco F, Fredianelli L, Licitra G. Influence of texture on tyre road noise spectra in rubberized pavements. *Appl Acoust* 2020;159:107080.
- [14] de León G, Del Pizzo LG, Teti L, Licitra G. Evaluation of tyre/road noise and texture interaction on rubberised and conventional pavements using CPX and profiling measurements. *Road Mater Pav Design* 2020;21(sup1):S91–S102.
- [15] Praticò FG, Anfosso-Lédée F. Trends and issues in mitigating traffic noise through quiet pavements. *Proc Soc Behav Sci* 2012;53:203–12.
- [16] Behzada M, Hodaeia M, Alimohammadib I. Experimental and numerical investigation of the effect of a speed bump on car noise emission level. *Appl Acoust* 2017;68(11–12):1346–56.
- [17] Li T, Burdisso R, Sandu C. Literature review of models on tire-pavement interaction noise. *J Sound Vib* 2018;420:357–445.
- [18] Rochat, J.L.; Hastings, A.L.; Read, D.R.; Lau, M. FHWA Traffic Noise Model (TNM) Pavement Effects Implementation Study, Progress Report 1 FHWA-HEP-12-034, 2012.
- [19] Joint Research Centre, Common Noise Assessment Methods in Europe (CNOSSoS-EU), Report EUR 25379, 2012.
- [20] Xie Y, Yang Q. Tyre-pavement contact stress distribution considering tyre types. *Road Mater Pav Design* 2018;20:1899–911.
- [21] Wei L, Liu H, Chen H, Zhao Z. Finite element analysis of cross section of TBR tire. *Mech Adv Mater Struct* 2018;27(17):1509–17.
- [22] Neves RRV, Micheli GB, Alves M. An experimental and numerical investigation on tyre impact. *Int J Impact Eng* 2010;37:685–93.
- [23] Gan Y, Fang X, Wei X, Nie H. Numerical and experimental testing of aircraft tyre impact during landing. *Aeronaut J* 2021;125:2200–16.
- [24] Lafont T, Stelzer R, D'amico R, Bertolini C, Kropp W. Modeling tyre noise in FE simulations for pass-by noise predictions. conference: noise and vibration emerging. *Methods* 2018.
- [25] Biermann J, Estorff O, Petersen S, Schmidt H. Computational model to investigate the sound radiation from rolling tires. *Tire Sci Technol* 2007;35(3).
- [26] Han M, Lee C, Park T. Vibro-acoustic response in vehicle interior and exterior using multibody dynamic systems due to cleat impacts. *Int J Automot Technol* 2020;21(3):591–602.
- [27] Citarella R, Federicoa L, Cicatiello A. Modal acoustic transfer vector approach in a FEM-BEM vibro-acoustic analysis. *Eng Anal Bound Elem* 2007;31(3):248–58.
- [28] Sung SH, Nefske DJ. A coupled structural-acoustic finite element model for vehicle interior noise analysis. *J Vib Acoust* 1984;106(2):314–8.
- [29] Yegao Q, Jimpeng S, Hongxing H, Guang M. Structural vibration and acoustic radiation of coupled propeller-shafting and submarine hull system due to propeller forces. *J Sound Vib* 2017;401:76–93.
- [30] Djojodihardjo H. Vibro-acoustic analysis of the acoustic-structure interaction of flexible structure due to acoustic excitation. *Acta Astronautica* 2015;108:129–45.
- [31] ISO 4000-1:2015, Passenger car tyres and rims - Part 1: Tyres (metric series).
- [32] Kranjčevica N, Gručić K, Jokić M. Comparison of a 10 DOF quarter vehicle model with the FE analysis of tire impact against a road obstacle. Conference: 2017 2nd international conference on mechanical, manufacturing, modeling and mechatronics (IC4M 2017), MATEC web of conferences 2017;Vol 104. 02013.

Agradecimientos:

Quiero comenzar agradeciendo a mi director de Tesis, Ramón, por su guía y apoyo incondicional en este proceso. Su compromiso con mi desarrollo académico y laboral, desde hace ya siete años, ha sido fundamental para el éxito de este trabajo. Me ha brindado su experiencia, su paciencia y su visión crítica en todo momento.

También quiero agradecer a mis padres y mi hermana por su amor y apoyo constante en mi vida, y en este proyecto en particular. Su confianza en mí y su dedicación han sido un gran incentivo para seguir adelante. Igualmente, agradezco al resto de mi familia que me ha acompañado en este proceso, en especial, a mis abuelos, por preguntarme cada día si ya soy doctor, y a mi primo Esteban, que se compró un coche eléctrico solo para que pudiera concluir la Tesis.

Agradezco a Laura, mi pareja, por su amor, su compañía y su comprensión. Como estudiante incansable que es, me ha ayudado a mantener el equilibrio y la motivación a lo largo de todo el proceso.

A Simón, mi compañero de penurias, quien también está terminando su Tesis Doctoral, quiero agradecerle por compartir conmigo su experiencia, conocimientos y por estar siempre disponible, acompañándome en este camino que parece no tener fin.

También agradezco a mis compañeros del departamento David, Héctor, Nuria y Óscar por su amistad, su motivación y por hacerme sentir parte de un grupo. Espero poder seguir sacando provecho de su ayuda.

Además, quiero dedicar unas palabras especiales a los amigos con los que empecé la carrera, Jesús, Pablo, Óscar y Álex, por su lealtad, su cariño y su constante apoyo en mi vida.

Por último, quiero agradecer a los estudiantes que han realizado sus trabajos finales de grado o prácticas conmigo y que han colaborado en esta Tesis Doctoral. Sus contribuciones han sido muy valiosas y han ayudado a hacer avanzar este trabajo. A todos ellos, les estoy profundamente agradecido.