



Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación

Desarrollo de metodología para el análisis inverso de los caminos de transferencia acústica en vehículos

Ginés Cervantes Madrid

Director/a de la tesis

Dr. D. Ramón Peral Orts

Tutor/a de la tesis

Dr. D. Manuel Lucas Miralles

Universidad Miguel Hernández de Elche



La presente Tesis Doctoral, titulada “**Desarrollo de metodología para el análisis inverso de los caminos de transferencia acústica en vehículos**”, se presenta bajo la modalidad de **tesis convencional con el siguiente indicio de calidad:**

(Referenciar los artículos/publicaciones/libros/capítulos de libro/...)

- Ginés Cervantes-Madrid, Ramón Peral-Orts, Nuria Campillo-Davo, Héctor Campello-Vicente, Inverse transfer path analysis, a different approach to shorten time in NVH assessments, Applied Acoustics, Volume 181, 2021, 108178, ISSN 0003-682X.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X21002723?via%3Dihub>



El Dr. D. Ramón Peral Orts, director de la tesis doctoral titulada “Desarrollo de metodología para el análisis inverso de los caminos de transferencia acústica en vehículos”

INFORMA/N:

Que D. *Ginés Cervantes Madrid* ha realizado bajo mi supervisión el trabajo titulado “Desarrollo de metodología para el análisis inverso de los caminos de transferencia acústica en vehículos” 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, a de de 2021

Director/a de la tesis

Dr. D. Ramón Peral Orts



El Dr. D. Oscar Reinoso García, Coordinador/a del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación,

INFORMA:

Que D. Ginés Cervantes Madrid ha realizado bajo la supervisión de nuestro Programa de Doctorado el trabajo titulado “Desarrollo de metodología para el análisis inverso de los caminos de transferencia acústica en vehículos” 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, a de de 2021

Prof. Dr. D. Oscar Reinoso García

Coordinador/a del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación

*Dedicado a Ana María Madrid Sánchez,
una mujer formidable,
una persona maravillosa
a la que yo tengo la suerte de llamar,
sencillamente, mamá.*

AGRADECIMIENTOS

Esta Tesis Doctoral que culmina mi formación académica no es solo fruto de mi trabajo y esfuerzo, a lo largo de estos años he tenido la suerte de contar con la colaboración y ayuda de muchas personas maravillosas a las que les estoy profundamente agradecido.

Quiero agradecer a Ramón, mi director de tesis, su apoyo y esfuerzo durante toda esta aventura, en la que no solo me ha dirigido y ayudado, sino que también ha sabido darme ánimo cuando me flaqueaban las fuerzas. A Nuria y Héctor, porque vosotros habéis sido también una guía y apoyo para el desarrollo de este trabajo. Gracias a los tres por vuestra amistad, ayuda y confianza en mí.

Agradezco a mis padres su cariño y la enseñanza de sus valores y principios, gracias a los que me convertí en la persona que soy ahora. A mi padre, por dejarme marcado un camino que siempre me ha llevado a conseguir mis metas. A mi madre, por tu cariño, por tu apoyo incondicional y constante, por estar siempre ahí.

A mis hijos, Ginés y Marcos, por vuestra comprensión durante todos los ratos en los que habéis entendido y respetado que tenía que seguir avanzando en la Tesis. Vuestro apoyo ha sido especialmente importante para mí. Marcos, una pequeña parte de esta Tesis será siempre tuya.

Por último y más especial estas tú, Juani, mi compañera, mi amiga, mi luz. Esta Tesis no existiría sin ti, sin tu apoyo y ayuda, gracias por creer en mí a veces incluso más que yo mismo. Me faltarían páginas para mostrarte como de importante has sido, con tu cariño, optimismo y tesón en el hecho de que esta Tesis sea hoy una realidad. Gracias por compartir conmigo los momentos buenos y los no tan buenos, gracias por hacerme ser la mejor versión de mí mismo, gracias amor.

DESARROLLO DE METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS INVERSO DE LOS CAMINOS DE TRANSFERENCIA ACÚSTICA EN VEHÍCULOS

GINÉS CERVANTES MADRID

RESUMEN

La evaluación del comportamiento vibratorio y acústico se ha convertido en una parte relevante dentro del desarrollo de vehículos en la actualidad. Eso es particularmente importante para los vehículos eléctricos, donde el bajo nivel de ruido y vibración requerirá un mayor nivel de insonorización y aislamiento para evitar molestias a los ocupantes.

Este trabajo presenta el diseño e implementación de un método simplificado, basado en el concepto de transmisibilidad, para un análisis de las rutas de transferencia de ruido, que permite un análisis rápido y preciso. El método de análisis inverso de los caminos de transferencia acústica en vehículos (ITPA) tiene como objetivo evaluar y determinar la contribución de las rutas críticas, que están transmitiendo vibraciones y ruidos a través de la estructura y elementos del vehículo, desde las diferentes fuentes hasta el oído del conductor.

La función de transferencia de ruido de la cabina, desde los puntos de conexión y las direcciones involucradas, se obtiene simultáneamente aplicando una fuente de ruido impulsivo dentro de la cabina. Este enfoque evita el uso de otros procedimientos clásicos cuya implementación conlleva mucho tiempo.

Después de analizar las características de los diferentes tipos de fuentes de ruido disponibles, se consideró necesaria la creación de un sistema de generación sonora a medida. Este trabajo presenta el diseño y las características de una claqueta, desarrollada específicamente como fuente sonora de ruido impulsivo.

Esta fuente sonora de fabricación propia pretende funcionar como una fuente de ruido

impulsivo siendo una alternativa rápida para evaluaciones experimentales en cabinas de vehículos o espacios reducidos. En este trabajo se determinan y presentan la potencia sonora y la directividad de la clapeta.

La metodología ITPA propuesta incluye dos tipos de test, ensayos de condición estática en una cámara semianecoica y ensayos operativos en un banco de rodillos. La evaluación de resultados comprende el análisis de la contribución al ruido de cada trayecto, en función de la frecuencia y el rango de velocidad del vehículo.

Esta Tesis diseña, describe y valida un nuevo método de análisis de ruido y vibraciones en vehículos, propuesto para estudiar e identificar rutas de transferencia de ruido en la estructura de un automóvil. En este trabajo se describe el enfoque teórico del método, la implementación práctica y los resultados obtenidos, así como una validación de la metodología, para evidenciar la idoneidad del método propuesto. Los ensayos experimentales finales proporcionan resultados que demuestran que la metodología es apta para cumplir su propósito.

El trabajo realizado y los resultados obtenidos en el marco de la presente Tesis Doctoral permiten concluir que se ha logrado el objetivo principal de la investigación, desarrollando tanto una nueva fuente de ruido impulsivo apta para su utilización en espacios reducidos, como un nuevo método de análisis de las rutas de transferencia de ruido en vehículos.

INVERSE TRANSFER PATH ANALYSIS METHODOLOGY (ITPA)

GINÉS CERVANTES MADRID

ABSTRACT

Nowadays, assessing the vibrational and acoustic behaviour has become a relevant part within vehicle development. That is particularly important for electric vehicles, where low noise and vibration level will require a higher level of soundproofing and insulation to avoid discomfort to the occupants.

This work presents the design and implementation of a simplified method, based on the transmissibility concept, for a noise path assessment, which allows rapid and accurate analysis. The Inverse Transfer Path Analysis (ITPA) aims to assess, and determine, the contribution of the critical paths, which are transmitting structure-borne noises and vibrations, from the vehicle's vibration sources to the driver's ear.

The cabin noise transfer function, from the involved attachment points and directions, is simultaneously obtained by applying an impulsive noise source inside the cabin. This approach avoids the use of other time consuming classic procedures.

After an assessment of the different kinds of available noise sources, the creation of a bespoke noise source was considered necessary. This work presents the design and characteristics of a clapper, specifically developed as an impulse noise sound source.

This self-made source intends to operate as a quick alternative impulse sound source for experimental assessments in vehicle cabins or small spaces. Sound power, spectral characteristics and directivity of the clapper impulse noise are described here.

The proposed methodology includes two types of tests, static condition tests in a semi-

anechoic chamber and operational tests on a roller bench. The results assessment comprises the analysis of the noise contribution of each path, depending on the frequency and the vehicle speed range.

This work introduces a novel NVH method proposed to study and identify noise transfer paths in a car structure. The theoretical approach of the method, practical implementation, and obtained results, are described in this work, as well as a methodology validation, to evidence the suitability of the proposed method. The tests provide results which show that the method is suitable to fulfil its purpose.

The obtained results in the framework of this PhD Thesis allow concluding that the goal of the research has been achieved, developing both a new impulse noise source suitable for enclosed spaces, and a new method to analyse the noise transfer paths on vehicles.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE GENERAL	i
ÍNDICE DE FIGURAS	iii
1. INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES.....	1
1.1 <i>MARCO DE LA INVESTIGACIÓN</i>	1
1.2 <i>ANTECEDENTES</i>	7
1.2.1 Transfer Path Analysis (TPA)	9
1.2.2 Operational Path Analysis (OPA)	13
1.2.3 Otros métodos.....	16
1.3 <i>PROBLEMÁTICA ACTUAL</i>	16
2. OBJETIVOS DE LA PRESENTE TESIS	19
3. DESARROLLO DE FUENTE SONORA.....	21
3.1 <i>ANTECEDENTES DE FUENTES SONORAS EN ESPACIOS REDUCIDOS</i>	21
3.2 <i>MODELO PROPUESTO</i>	25
3.3 <i>CARACTERIZACIÓN DE POTENCIA ACUSTICA Y DIRECTIVIDAD</i>	28
3.3.1 ISO 3744.....	28
3.3.2 Directividad	31
3.4 <i>CONCLUSIONES DE FUENTE SONORA</i>	33
4. DESARROLLO E IMPLEMENTACIÓN ITPA	35
4.1 <i>ITPA METODOLOGÍA</i>	35
4.1.1 Etapa 1: Ensayo estático	38
4.1.2 Etapa 2: Ensayo dinámico	40
4.1.3 Etapa 3: Cálculo y análisis de resultados	41
4.2 <i>IMPLEMENTACIÓN EXPERIMENTAL DEL MÉTODO ITPA</i>	44
4.2.1 Medios empleados	44
4.2.2 Instrumentación	48
4.2.3 Implementación del ensayo estático	51
4.2.4 Implementación del ensayo dinámico	54
4.2.5 Cálculo de resultados.....	56

4.3	<i>ANÁLISIS DE RESULTADOS ITPA</i>	58
4.4	<i>VALIDACIÓN DEL MODELO</i>	70
5.	CONCLUSIONES	79
6.	FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN	83
	 BIBLIOGRAFÍA.....	 87
	 ANEXOS.....	 93
	Clapper as a simple impulse sound source for acoustic assessments in enclosed spaces ...	95
	Transfer Path Analysis, a different approach to shorten time in NVH assessments	107

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Esquema de transmisión de ruido en un vehículo.	4
Figura 2.	Enfoque clásico de actuación para la mejora acústica.	4
Figura 3.	Ejemplo de mejora acústica mediante análisis NVH.	6
Figura 4.	Modelo general de TPA [53].	9
Figura 5.	Ejemplo de presiones acústicas parciales y total en TPA [53].	13
Figura 6.	Ejemplo de presiones acústicas parciales y total en OPA [53].	15
Figura 7.	Diseño de la clapeta empleada como fuente sonora.	26
Figura 8.	Apariencia y planos de trabajo de la clapeta.	27
Figura 9.	Posiciones de micrófono para ensayo según ISO3744.	28
Figura 10.	Posicionamiento de micrófonos para ensayo de potencia acústica.	29
Figura 11.	Ejemplo de cinco señales de impacto generadas por la clapeta [21].	30
Figura 12.	Nivel de potencia acústica de la clapeta en tercios de octava.	30
Figura 13.	Directividad de la clapeta en el plano de contacto	32
Figura 14.	Directividad de la clapeta en el plano transversal	32
Figura 15.	Directividad de la clapeta en el plano horizontal	33
Figura 16.	Ejemplo de sistema fuente-ruta-receptor empleado en ITPA.	36
Figura 17.	Ensayo estático en ITPA.	39
Figura 18.	Esquema del método ITPA.	43
Figura 19.	Ubicación de motor y elementos principales en el vehículo de ensayo	44
Figura 20.	Banco de rodillos utilizado para el ensayo dinámico	45
Figura 21.	Ejemplo de micrófono y acelerómetro empleados en los ensayos	46
Figura 22.	Tarjetas de adquisición de datos empleada en los ensayos	46
Figura 23.	Aplicación para adquisición de datos durante el ensayo dinámico	47
Figura 24.	Interfaz de usuario creada para controlar el ensayo dinámico.	48
Figura 25.	Instalación de vibrómetro rotacional bajo el piso del banco de rodillos	48
Figura 26.	Posiciones de instalación de los acelerómetros	49
Figura 27.	Ubicación del micrófono dentro del habitáculo	50
Figura 28.	Detalle de la posición de la clapeta en el interior del vehículo	51
Figura 29.	Vehículo en la cámara semianecoica para el ensayo estático.	52
Figura 30.	Ejemplo de datos grabados en el ensayo estático	53
Figura 31.	Vehículo fijado sobre el banco de rodillos	54

Figura 32.	Señales adquiridas en ensayo dinámico	55
Figura 33.	Funciones de transferencia de ruido.....	56
Figura 34.	Contribución de ruido parcial de cada ruta de transferencia.....	57
Figura 35.	Presión sonora calculada ITPA	61
Figura 36.	Detalle de bajas frecuencias de la presión sonora calculada ITPA	61
Figura 37.	Ejemplo de franja de seguimiento para el análisis de órdenes.....	63
Figura 38.	Presión acústica orden 0,16.....	64
Figura 39.	Presión acústica orden 0,6.....	64
Figura 40.	Presión acústica orden 1	65
Figura 41.	Presión acústica orden 4.....	65
Figura 42.	Presión acústica orden 8.....	66
Figura 43.	Presión acústica orden 10,7.....	66
Figura 44.	Presión acústica orden 16.....	67
Figura 45.	Presión acústica orden 25.....	67
Figura 46.	Presión acústica orden 48.....	68
Figura 47.	Comparación entre presión acústica total medida y calculada.....	71
Figura 48.	Detalle 0-350 Hz presiones acústicas medida y calculada.....	72
Figura 49.	Presión acústica medida vs calculada a 5 km/h.....	73
Figura 50.	Presión acústica medida vs calculada a 20 km/h.....	74
Figura 51.	Presión acústica medida vs calculada a 40 km/h.....	74
Figura 52.	Presión acústica medida vs calculada a 60 km/h.....	75
Figura 53.	Presión acústica medida vs calculada a 80 km/h.....	75
Figura 54.	Presión acústica medida vs calculada a 95 km/h.....	76

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES

1.1 MARCO DE LA INVESTIGACIÓN

Esta tesis se focaliza en el estudio de los fenómenos de ruido y vibraciones en el interior de vehículos, quedando encuadrada dentro del campo de la Ingeniería Mecánica.

Durante los últimos 30 años las empresas de automóviles han mostrado un creciente interés en mejorar el comportamiento vibratorio y acústico de sus vehículos. Antiguamente, reducir el ruido y las vibraciones era relativamente fácil de conseguir mediante la adición de materiales aislantes, pero en la actualidad, las exigencias de economía en el gasto de combustible están obligando a aligerar los materiales de los vehículos. Por tanto, el peso adicional de los materiales aislantes resulta incompatible con el enfoque actual de diseñar los vehículos de forma que resulten lo más livianos posible, para maximizar la eficiencia.

A medida que las diferencias entre los niveles de calidad y fiabilidad de los vehículos se ha reducido progresivamente, aspectos como la definición de sonido de calidad [38], el confort o, en conjunto, la experiencia que se ofrece a los ocupantes del vehículo cobran cada vez más importancia entre los distintos fabricantes.

El estudio de ruido y vibraciones se ha convertido en un diferenciador crucial a la hora de obtener unos buenos resultados en el producto final, debido al creciente interés en mejorar el comportamiento sonoro y el confort por parte de los fabricantes de vehículos (turismos, camiones, autobuses, trenes, aviones, etc.). Tanto es así que este campo se ha convertido en

una especialidad propia conocida como Ingeniería NVH (del inglés Noise, Vibration and Harshness).

Esta rama de la ingeniería dedicada a los análisis NVH en vehículos se focaliza en:

- Ruido (Noise): No solo chequeando el nivel sonoro con la intención de reducirlo, sino analizando las diferentes frecuencias y caminos de transmisión en función de los requisitos específicos. Es preciso tener en cuenta que no siempre se busca la reducción de niveles sonoros, ya que a veces el objetivo es mejorar la calidad de la respuesta sonora en función del efecto deseado (Ej. En un coche deportivo se suele requerir un sonido del motor más elevado, pero con una calidad suficiente para dar impresión de potencia y robustez).
- Vibración (Vibration): Es un factor muy importante debido a que la vibración de paneles o cristales se traducirá en ruidos audibles o no dependiendo de la frecuencia. Además, un nivel excesivo de vibraciones no solo influirá negativamente en la sensación de los ocupantes, sino que también afectará a la calidad y fiabilidad del vehículo.
- Aspereza (Harshness): La traducción más correcta de este concepto es “*Desagradable a los sentidos, especialmente al oído*”. Este término viene a evaluar el nivel de refinamiento del vehículo según la percepción de los ocupantes, es decir, la calidad del comportamiento acústico y vibratorio del vehículo en función del confort ofrecido a sus ocupantes.

Dado que los vehículos son cada vez más silenciosos, el nivel de ruido y vibraciones admitido en su interior es cada vez más bajo. Pequeños ruidos, que en vehículos de hace unas décadas pasaban desapercibidos, se convierten ahora en fuente de molestias para los ocupantes ya que son claramente perceptibles.

Esto es especialmente importante en el caso de los vehículos eléctricos [14] donde, al carecer de un motor térmico que enmascare otras fuentes menores, se requiere una especial atención en el estudio NVH. Componentes estandarizados en vehículos con motor de combustión, como motores eléctricos de elevación, ventiladores de calefacción etc., deben ser reevaluados, y en muchos casos mejorados acústicamente, antes de ser aprobados para el montaje en un coche eléctrico, debido a que su impacto acústico o vibracional es

inaceptablemente alto en vehículos tan extremadamente silenciosos.

Los criterios de confort en un vehículo están a menudo relacionados con los niveles de ruido soportados en su interior. Es preciso considerar que estos niveles son el resultado de la acción de diversas fuentes, las cuales deben ser claramente identificadas. Estas fuentes de ruido se transmiten al interior del habitáculo, receptor, principalmente a través de dos medios o rutas: La propia estructura del coche, o bastidor, y a través del aire. A continuación, se describen los elementos principales a encontrar en el sistema:

- Fuente, o elemento activo: la fuente, o la carga, pueden ser tanto estructural (una fuerza aplicada), así como acústica (una presión sonora). En el primer caso, podrían ser vibraciones procedentes del motor, el sistema de escape, la caja de cambios o la suspensión y en el último caso el ruido de la interfaz neumático-carretera, tubo de escape o de la admisión del motor. Cada fuente también se podría dividir en varias sub-fuentes coherentes. En un neumático, por ejemplo, a menudo se considera que tiene dos sub-fuentes: una en el borde delantero y otra en el borde de salida.
- Rutas de transmisión: la trayectoria de transferencia describe el camino seguido por la energía acústica o vibracional que se desplaza desde la ubicación de la fuente al receptor. Podría tratarse de la propia estructura del vehículo, por ejemplo, a través de los soportes de motor, o el aire, por ejemplo, en el habitáculo desde un panel o vidrio hasta los oídos del conductor.
- Receptor, o elemento pasivo: el receptor o el objetivo pueden, por ejemplo, ser la presión de sonido en el oído del conductor, las vibraciones en el volante o la presión sonora total durante una prueba de ruido de paso.

Las principales fuentes de ruido cuyo efecto se transmite estructuralmente son el ruido del motor (térmico o eléctrico), ruido de transmisión (en función de las diferentes combinaciones de engranajes) y ruido procedente del sistema de suspensión a través de los soportes del bastidor. Las fuentes de ruido cuyo efecto es transmitido por medio aéreo son principalmente ruido de rodadura, ruido aerodinámico y ruido procedente del sistema de frenado.

Un esquema del conjunto de transmisiones debidas a ruido y vibraciones en un vehículo se muestra en la *Figura 1*, donde se distingue la parte activa y la parte pasiva del sistema.

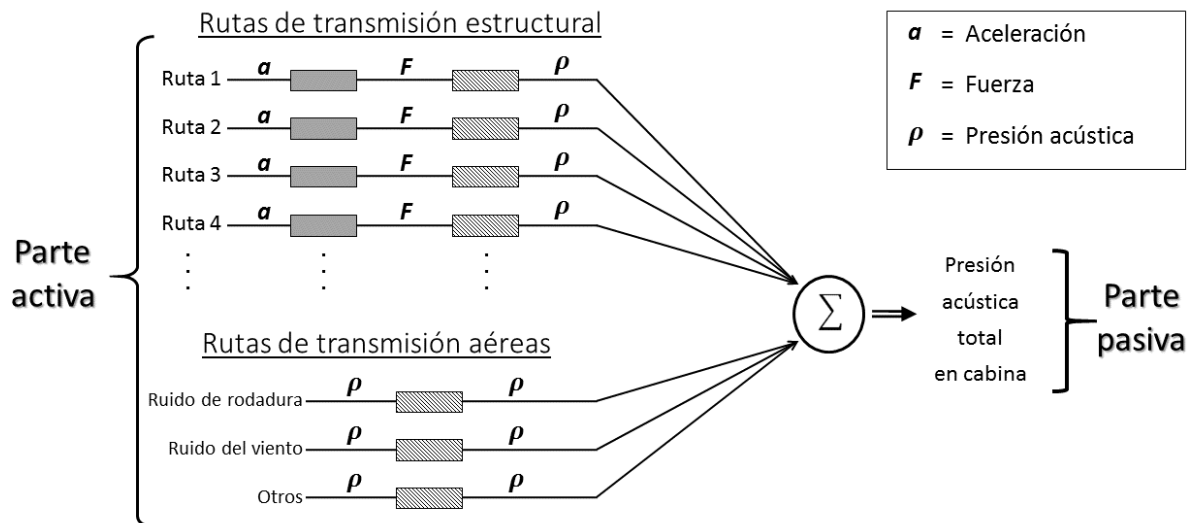


Figura 1. Esquema de transmisión de ruido en un vehículo.

A pesar de esta diversidad de fuentes y caminos de transmisión, hasta la década de los 80 el enfoque para realizar mejoras acústicas en vehículos era muy simplista, y solo eran llevadas a cabo por ciertos fabricantes en modelos de prestigio. Se solían limitar a añadir material de aislamiento para reducir el nivel de ruido o vibraciones a valores admisibles, como se muestra en la siguiente *Figura 2*, donde gracias a la adición de material aislante, se pueden reducir los niveles de ruido por debajo del máximo requerido, delimitado por la línea roja discontinua.



Figura 2. Enfoque clásico de actuación para la mejora acústica.

El problema de este método es que menoscaba la eficiencia del vehículo, al que se acaba añadiendo un significativo peso extra debido al aislamiento, con lo que las prestaciones o el consumo de combustible resultan penalizados en aras de la mejora del confort. Esto podía ser aceptable en modelos de alta gama hace unas décadas, pero la alta competitividad entre fabricantes y la búsqueda de modelos cada vez más eficientes por parte de los consumidores

hizo que la técnica de añadir aislamiento sin estudios previos quedara obsoleta.

Por tanto, para evaluar convenientemente el comportamiento acústico y vibracional en un vehículo, se deben identificar y cuantificar cada uno de los caminos (paths) a través de los cuales se está transmitiendo el ruido al interior del vehículo. Mediante el posterior estudio de los resultados se puede establecer la fuente de procedencia de cada fenómeno detectado, principalmente en función de su frecuencia y comportamiento.

Esta fue la principal ventaja que se introdujo con el análisis NVH ya que, gracias a un profundo estudio de las fuentes y caminos de transmisión, se llega a un mejor entendimiento de las causas que ocasionan indeseados fenómenos de vibración o ruidos que resultan molestos en el interior de los vehículos. Esto permite corregir muchos de los problemas de ruido y vibraciones modificando el diseño de la estructura del vehículo, o de ciertos componentes, evitando la adición del peso adicional correspondiente a los aislantes. De esta manera se mejora tanto el confort como la fiabilidad sin llegar a perjudicar la eficiencia de los vehículos.

La *Figura 3* muestra un ejemplo de aplicación de análisis NVH. En este caso, ante el mismo problema de nivel excesivo de ruido representado en la *Figura 1*, en lugar de añadir aislamiento se procede a realizar un estudio para analizar los distintos caminos de transmisión de ruido, solo dos rutas de transmisión para este ejemplo.

A la vista de los datos de transmisión de ruido para cada ruta, se desprende que el primer armónico de la ruta uno y el armónico de la ruta dos se encuentran en la misma, o muy similar frecuencia. Evidentemente, aunque las dos contribuciones se encuentran dentro de los niveles admisibles, no ocurre lo mismo con la suma de ambas en el ruido interior total.

Una vez conocidas las causas se analizan los componentes físicos que originan estas respuestas. La ruta de transferencia uno podría corresponder a un soporte de motor o caja de cambios, ya que estos elementos más complejos suelen tener varias frecuencias naturales de vibración asociadas. La ruta número dos debería ser algún elemento más sencillo como un soporte elástico de suspensión o de sistema de escape, los cuales suelen ofrecer un armónico principal destacado sobre el resto.

Se tiende a realizar modificaciones sobre los elementos más sencillos, ya que en este caso

modificar la ruta uno haría que los armónicos 2 y 3 también cambiaran de frecuencia y esto podría generar otros problemas de acoplamiento. Por tanto, en este caso sería aconsejable una pequeña modificación en el diseño, o la rigidez de los materiales empleados en el elemento correspondiente a la ruta número dos. Esto traería consigo la modificación del armónico principal, con lo que ya no se acoplaría con el primer armónico de la ruta uno.

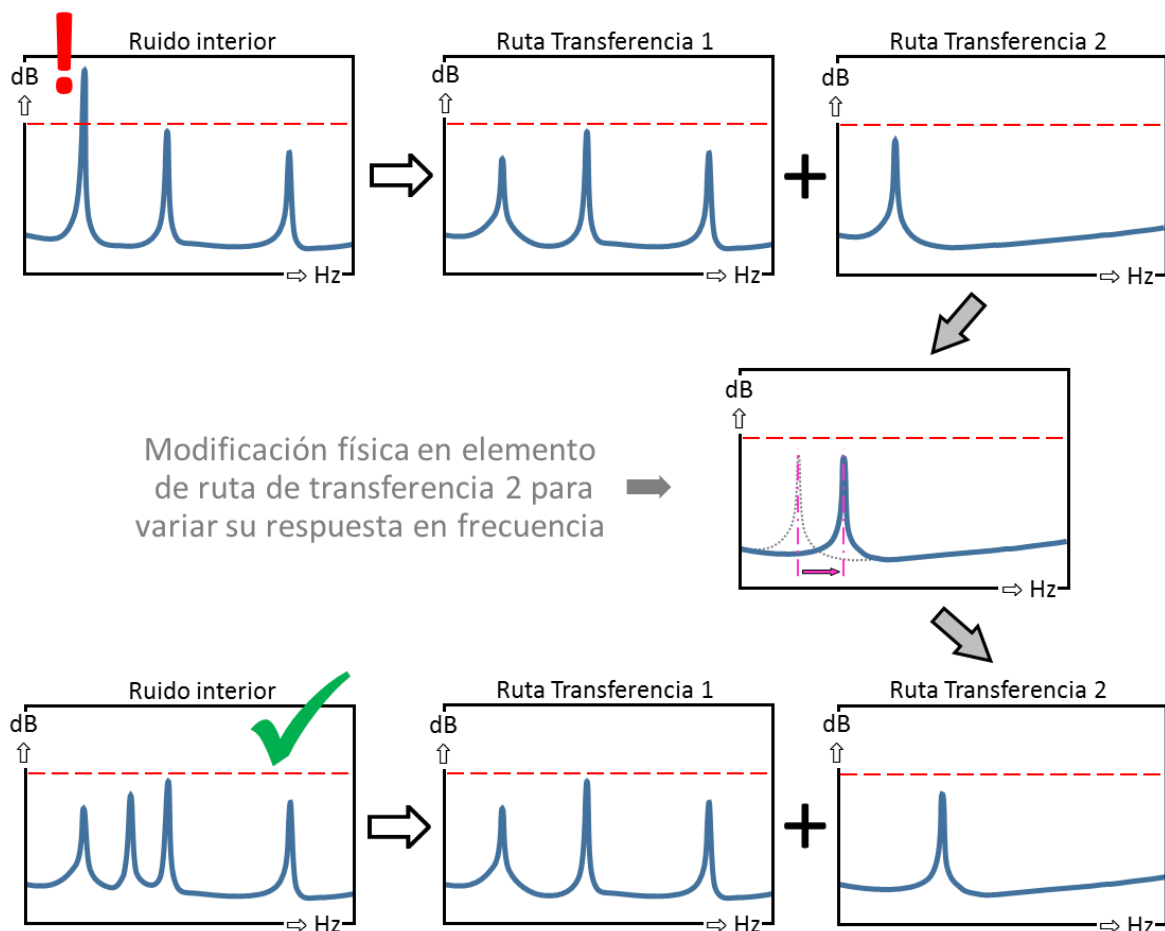


Figura 3. Ejemplo de mejora acústica mediante análisis NVH.

El resultado, como se puede ver en la parte inferior de la *Figura 3*, es un ruido interior total que refleja los cuatro picos aportados por las dos rutas, pero que ahora no supera los niveles máximos permitidos, delimitados por la línea roja discontinua.

La ventaja de la utilización del análisis NVH para la mejora acústica en vehículos es que no solo se mantiene la eficiencia del vehículo, sino que incluso permite mejorarla. Al disponer de datos detallados sobre el comportamiento de los componentes se puede aprovechar el rediseño de los mismos para aligerarlos y reducir el peso total del vehículo.

1.2 ANTECEDENTES

En este apartado se pretende exponer cuál es el estado actual de la técnica en el campo objeto de esta tesis, análisis NVH en vehículos. Para esto se van a presentar las principales metodologías existentes para realizar estudios NVH en vehículos, ya que el conocimiento acerca de los métodos existentes resulta necesario para poder analizar los antecedentes que motivan el problema abordado en este trabajo.

El proceso de análisis NVH comienza con la identificación de los objetivos y la realización de mediciones preliminares. Las mediciones preliminares están dirigidas a definir las condiciones de ensayo óptimas para la adquisición de datos y la identificación de rangos de frecuencia críticas dentro del espectros de la señal. El siguiente paso en el proceso NVH es el análisis de respuesta en frecuencia, que en función del método seleccionado se desarrollará de un modo más o menos directo y/o complejo.

Una vez que se dispone de los datos de respuesta del sistema en frecuencia se puede continuar con un análisis completo de los distintos caminos de transferencia de ruido y vibraciones. De este modo se pueden determinar los principales elementos que contribuyen a la transmisión del ruido y trabajar sobre ellos para mejorar el comportamiento global de la estructura o sistema.

Con el fin de resolver los desafíos de diseño y mejora de niveles de ruido y vibración en vehículos, durante las últimas décadas se han venido desarrollando diferentes métodos de análisis de transmisión de ruido y vibraciones.

De la búsqueda y análisis de documentación realizada en este trabajo se desprende que en el ámbito de NVH en vehículos existe un método principal considerado como el “patrón oro” o “gold standard” debido a los resultados contrastados a lo largo del tiempo y diferentes métodos alternativos con un enfoque más simplificado que ofrecen una buena relación exactitud y rapidez.

Este método principal utilizado en el análisis NVH dentro de la industria automovilística es el análisis de los caminos de transferencia, en adelante TPA (del inglés Transfer Path Analysis), el cual se desarrolló por primera vez en la década de los 80 [20] [24] [53]. Se trata de un método de gran exactitud y complejidad en su ejecución, requiere mediciones estáticas

y operacionales y comprende varias etapas o fases para su aplicación.

El TPA puede ser aplicado para resolver problemas vibro-acústicos en diversas industrias. La realización de un análisis NVH mediante TPA en un automóvil ayuda a reducir el ruido interior, ruido de rodadura y vibraciones percibidas por los ocupantes.

Estas reducciones mejoran el confort de conductores y pasajeros y la sensación de calidad global del vehículo. El método TPA también se ha aplicado con éxito a elementos tan dispares como impresoras para reducir sus niveles sonoros, así como a los electrodomésticos como refrigeradores, lavadoras, lavavajillas, etc.

El TPA fue visto como un método útil para mejorar el rendimiento NVH de diferentes sistemas, ya que puede ser utilizado para todo tipo de estructuras, grandes o pequeñas, tales como botes y barcos, turbinas o incluso aviones completos, sin embargo, algunas debilidades en el método han llevado a los investigadores a desarrollar nuevas técnicas basadas únicamente en mediciones operacionales.

A pesar de que estos métodos operacionales alternativos, OPA (Operational Path Analysis) [51] [52], OTPA (Operational Transfer Path Analysis) [11], OPAX (Operational Path Analysis with eXogeneous inputs) [35], y otras variantes han mostrado algunas limitaciones debido a la exigencia de considerar todos los caminos y el uso de señales de baja coherencia, las empresas están profundamente interesadas en la mejora de ellos a causa de la posibilidad de obtener resultados similares a los de un análisis TPA pero más rápidamente.

El objetivo de todos estos métodos es evaluar la contribución de cada ruta o camino al conjunto de ruido que llega al receptor, lo que se consigue obteniendo las distintas Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF) correspondientes a cada uno.

A continuación, se van a ir detallando las peculiaridades de cada uno de los métodos existentes en la actualidad, haciendo un especial hincapié en el TPA y OPA ya que son los más utilizados, el primero por ser el método de referencia por su exactitud, y el segundo por ser la principal alternativa debido a su menor complejidad.

1.2.1 Transfer Path Analysis (TPA)

El análisis de los caminos de transferencia (TPA) es el método clásico usado para determinar la relación entre las entradas, generadas por las fuentes, y la salida percibida por el receptor. Dependiendo de estas entradas y salidas, se pueden obtener diferentes tipos de TPA.

El análisis TPA se utiliza como herramienta para evaluar la contribución de la propagación de energía a través de diferentes caminos entre una fuente y un receptor, vinculados entre sí por un número determinado de conexiones.

Este método se basa en un principio de transferencia fuente-receptor donde se puede dividir el sistema global en una parte activa, conteniendo las fuentes, y una parte pasiva que corresponde a los elementos de transmisión y el receptor [3]. El modelo TPA asumido es el clásico enfoque Fuente-Ruta de transmisión-Receptor, que data de la década de los 80 [20].

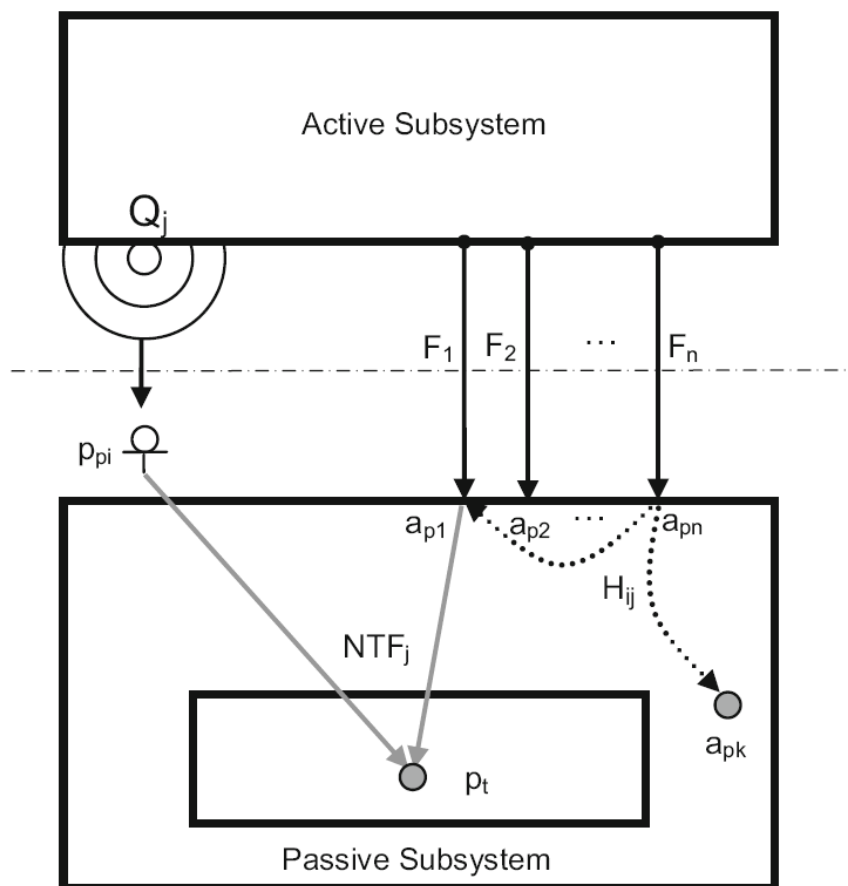


Figura 4. Modelo general de TPA [53].

Una representación esquemática de este modelo se muestra en la *Figura 4*, donde generalmente las cargas son fuerzas (F_i), o presiones acústicas (Q_j), y la respuesta recibida por el receptor es presión acústica (p_t). Las diferentes cargas producirán unas entradas, en forma de aceleraciones, en el subsistema pasivo (a_n). Las rutas de transferencia están representadas por sus correspondientes funciones de transferencia de ruido (NTF $_j$). Cada una de ellas establece la relación entre una entrada y su correspondiente contribución a la respuesta obtenida en el receptor. Pueden existir incluso, funciones de transferencia llamadas locales (H_{ij}) entre las entradas y otros puntos de respuesta dentro del subsistema (a_{pk}), dependiendo de la complejidad del sistema estudiado. Este modelo supone una causalidad en la relación carga-respuesta, y por tanto todas las NTFs, o FRFs, son características del sistema global.

Este método se suele utilizar para un rango de frecuencias de interés y sirve para determinar la ruta o rutas más importantes desde el punto de vista del receptor. Las contribuciones de cada trayectoria son magnitudes vectoriales. Debido a esto no solo puede haber casos en que diferentes fuentes se anulen debido a la diferencia de fase de sus emisiones, sino que incluso se aprovecha esta propiedad para mejorar los niveles de energía en el interior del vehículo, introduciendo interferencias con cargas similares de fase opuesta [40] [48].

Las técnicas de reciprocidad se utilizan comúnmente, introduciendo una carga en la ubicación correspondiente al receptor y midiendo aceleraciones en el lugar correspondiente a la fuente [55].

El procedimiento para realizar un análisis TPA convencional requiere de dos pasos básicos, primero la identificación de las cargas involucradas durante las pruebas operacionales, por ejemplo, en la carretera o en un dinamómetro; en segundo lugar, la estimación de las Funciones de Transferencia de Ruido (NTF) a partir de las pruebas experimentales (martillo de impacto, shaker test, etc.). El procedimiento es similar para ambos en cuanto a implementación, pero el cálculo se rige por la naturaleza de las señales y cargas.

El método TPA se basa en que es posible descomponer la respuesta recibida en el receptor en diferentes contribuciones parciales [3] [53], cada una de ellas procedentes de una subfuente. Las contribuciones parciales pueden ser descritos por una carga, es decir, la fuente, y una función de transferencia.

La ecuación general del método TPA, *ecuación (1)*, describe la respuesta en el receptor como el sumatorio de las contribuciones de los diferentes caminos o paths, y se expresa como:

$$p_t(\omega) = \sum_{i=1}^n NTF_i(\omega) \cdot F_i(\omega) + \sum_{j=1}^m NTF_j(\omega) \cdot Q_j(\omega) \quad (1)$$

Donde p_t es la presión acústica recibida por el receptor, NTF_i es la función de transferencia correspondiente a la transmisión estructural, NTF_j es la función de transferencia correspondiente a la transmisión aérea, F_i ($i=1, \dots, n$) denota las fuerzas debidas a cargas estructurales, Q_j ($j=1, \dots, m$) las diferentes cargas acústicas y ω indica que se trabaja en el dominio de la frecuencia.

La fase de identificación de cargas, es decir, la determinación de las fuerzas que operan para cada grado de libertad es probablemente el factor principal para desarrollar un análisis TPA con éxito. Existen tres métodos diferentes que son normalmente utilizados:

- i) Las mediciones directas. Las fuerzas operacionales se obtienen directamente durante el test en carretera o banco (condiciones operacionales), mediante transductores de fuerza instalados en el vehículo.
- ii) Método de la rigidez del soporte [6], aplicable cuando la fuente está montada sobre soportes elásticos (por ejemplo, el motor de un coche). Este método requiere conocer el perfil de rigidez de los soportes para, en función del desplazamiento registrado en condiciones operacionales y su constante de rigidez, establecer la magnitud de las fuerzas actuantes sobre la estructura o sistema. La fuerza en cada soporte (F_i) es calculada según la *ecuación (2)*, donde K_i es la rigidez del soporte elástico, a_{ai} y a_{pi} son las aceleraciones activa y pasiva a ambos lados del soporte y ω es la frecuencia.

$$F_i(\omega) = K_i(\omega) \cdot \frac{(a_{ai}(\omega) - a_{pi}(\omega))}{-\omega^2} \quad (2)$$

- iii) Método de la matriz inversa. Cuando no se puede utilizar el método de la rigidez, se utiliza esta técnica basada en la inversión de una matriz que contiene las FRF asociadas a cada path. Esta matriz se obtiene mediante ensayos estáticos.

Para llevar a cabo el método de matriz inversa, los puntos de medición son golpeados

individualmente con un martillo de impacto, o se excita la estructura con un excitador electrodinámico. Para una serie de fuerzas de entrada F_n se mide una serie de respuestas de aceleración a_m , lo que permite calcular la matriz de transferencia H_{mn} . Las fuerzas operacionales se pueden obtener multiplicando el vector de aceleraciones a_m por la inversa de H_{mn} , como se muestra en la *ecuación (3)*.

$$\{F_n(\omega)\} = [H_{mn}(\omega)]^{-1} \cdot \{a_m(\omega)\} \quad (3)$$

Entonces la matriz de funciones de transferencia describe la relación local entre una entrada de fuerza conocida en la ubicación de una ruta de transferencia y una aceleración de respuesta de salida debido a esta entrada conocida. Por tanto, las fuerzas pueden ser calculadas multiplicando la inversa de la matriz de funciones de transferencia por las aceleraciones operacionales.

La segunda fase es la de estimación de las funciones de transferencia de ruido, en la cual, utilizando la *ecuación (1)* se realiza un ensayo con martillo de impacto o agitador y se registra la presión acústica, de forma que conocida la fuerza actuante y la presión acústica generada se puede obtener la función de transferencia entre ellas (*Hi*).

Utilizando el método de la matriz inversa, si se mide la presión acústica al tiempo que las aceleraciones, la toma de datos para la estimación de las *NTF* puede realizarse en el mismo ensayo ahorrando tiempo de implementación.

Una vez obtenidas las fuerzas y las *NTF*, se realizan las correspondientes mediciones operacionales a una gama de frecuencias de interés. De esta manera las fuerzas se introducen en el sistema, al tiempo que se miden las aceleraciones y la presión acústica. Entonces, las fuerzas operativas se calculan por medio de las aceleraciones y se obtiene la contribución parcial de cada ruta de transferencia.

La presión acústica total puede ser calculada como el sumatorio de las distintas presiones acústicas parciales y puede ser incluso comparada con la realmente medida para evaluar la validez de los resultados. En la *Figura 5* se muestra un ejemplo típico de resultados ofrecidos por un análisis TPA.

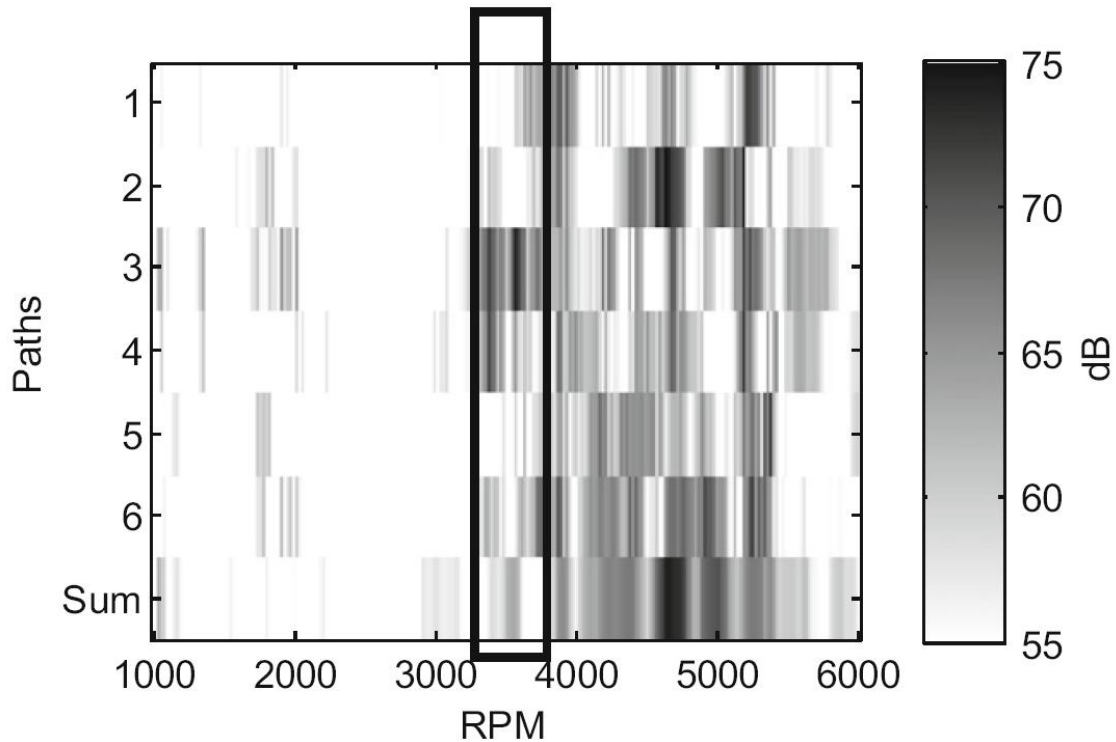


Figura 5. Ejemplo de presiones acústicas parciales y total en TPA [53].

El método TPA clásico utiliza técnicas que miden la respuesta de cada ruta individualmente. Por lo tanto, cada ruta de transmisión debe estar aislada con el fin de eliminar derivaciones en la trayectoria. Esto se realiza normalmente desmontando el sistema con el fin de hacer las mediciones.

Los principales inconvenientes de tener que desmontar el sistema son que el proceso de medición es mucho más largo, las condiciones de contorno de los subsistemas cambian y, en casi todos los casos, el vehículo no puede ser plenamente operativo durante las mediciones [22]. Esta es la principal desventaja del análisis TPA y es lo que ha dado lugar a la búsqueda de métodos alternativos más rápidos con un grado suficiente de exactitud.

1.2.2 Operational Path Analysis (OPA)

El análisis operacional de trayectoria (OPA) parece superar las limitaciones en cuanto a complejidad de aplicación del clásico TPA, al requerir sólo mediciones operacionales tanto en el lado del receptor como en el lado de la fuente.

En este método el concepto de transmisibilidad se aplica directamente al modelo TPA, mediante la sustitución de las funciones de transferencia por transmisibilidades. El objetivo del método OPA es utilizar sólo datos operacionales para obtener resultados "similares" a los ofrecidos por TPA sin la necesidad de las medidas adicionales propias del enfoque clásico.

Este nuevo enfoque ha demostrado ser una aplicación implícita de la teoría de transmisibilidad para sistemas lineales Múltiple Input/Múltiple Output (MIMO) [63], es decir, utiliza la matriz de función de transferencia entre un conjunto de entradas operacionales (generalmente aceleraciones) y la respuesta en el receptor con el objetivo de representar los caminos o trayectorias de transmisión a través de la estructura.

$$p_r(\omega) = \sum T_i(\omega) \cdot a_i(\omega) \quad (4)$$

La *ecuación (4)* describe el comportamiento matemático del método OPA. En ella se aprecia la simplicidad de este enfoque, en la que una matriz (T_i) engloba todas las variables de transmisibilidad entre la fuente (a_i) y el receptor (p_r).

La comparación de la ecuación fundamental del método TPA, es decir, la *ecuación (1)*, con la *ecuación (4)*, parece mostrar que el OPA es muy similar al TPA. Sin embargo, esta conclusión no podría estar más equivocada.

Existen dos diferencias de concepto fundamentales:

- i) TPA se basa en un principio de carga-respuesta mientras que OPA se basa en un principio respuesta-respuesta. Esta es una diferencia fundamental ya que hace que el método OPA no tenga la relación de causalidad del TPA, ni alcance la misma exactitud en sus resultados.
- ii) TPA hace uso de NTFs que son propiedades del sistema, mientras que OPA hace uso de TFs que no son propiedades del sistema, sino que dependen y son, casi siempre, influenciadas por las condiciones del ensayo.

Estas dos diferencias hacen que la interpretación de los resultados de un OPA no sea directa ni tan precisa como en un TPA [64].

Por otra parte, el método OPA tiene tres limitaciones principales:

- i) Es preciso controlar los efectos de acoplamiento cruzado (cross-coupling) entre los distintos paths [62], ya que podría provocar una interpretación incorrecta de la contribución parcial de algunos de ellos que puede conducir a conclusiones erróneas.
- ii) Las fuentes no deben estar interrelacionadas para ser capaz de estimar correctamente la función de transmisibilidad
- iii) La energía de un path olvidado tiende a distribuirse en los otros si existe correlación, por lo tanto, aunque la respuesta total podría ser aproximadamente correcta [53] [64], las contribuciones parciales llevarían en este caso a conclusiones equivocadas.

La aplicación de un OPA comprende dos etapas solamente, una en la que se realizan un ensayo operacional previo, y otra en que se introducen las fuerzas operacionales dentro de la gama de frecuencias que interese y se realizan las mediciones operacionales que se usarán para aplicar el método y evaluar el sistema.

En el ensayo previo se introduce una carga variable en frecuencia, generalmente un run-up y run-down y se registran las aceleraciones en los puntos correspondientes a la fuente y la presión acústica en el lado del receptor. Tras este ensayo las funciones de transmisibilidad (T_i) se pueden calcular utilizando la *ecuación (4)*.

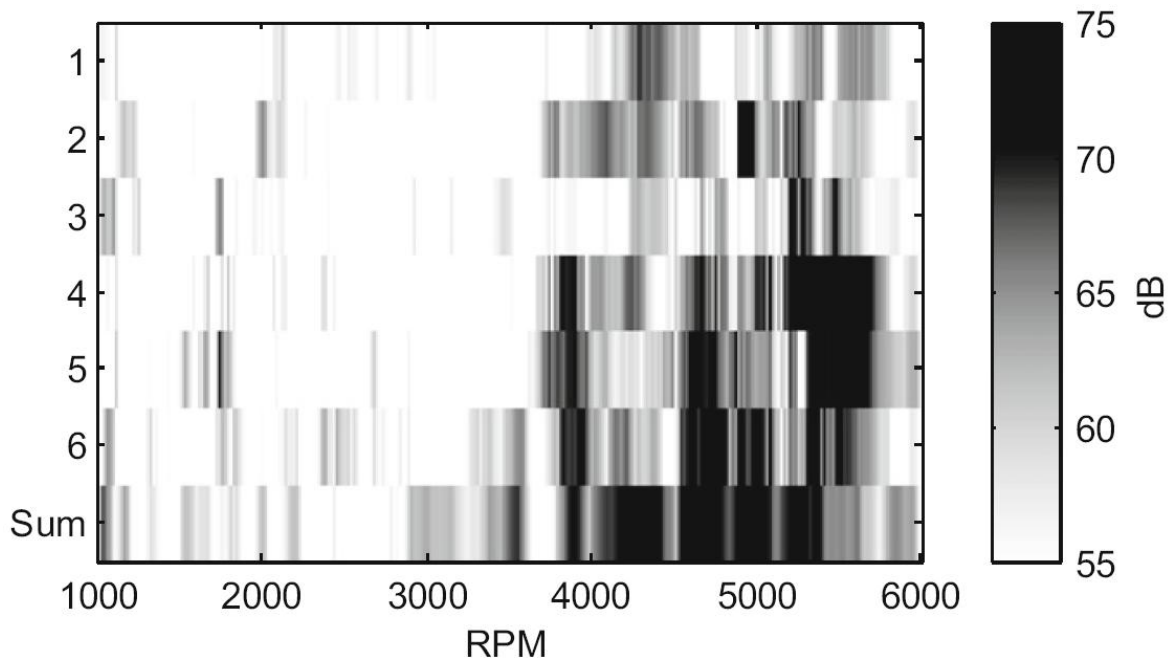


Figura 6. Ejemplo de presiones acústicas parciales y total en OPA [53].

Una vez obtenidas las funciones de transmisibilidad se procede a realizar las mediciones operacionales, de forma que se obtiene la contribución de cada path a partir de su aceleración y transmisibilidad específica, y la respuesta global en el receptor como la suma de todas las contribuciones parciales.

La presión acústica total se puede comparar con la realmente medida en la prueba operacional de forma que es posible evaluar la precisión y exactitud de los resultados obtenidos. En la *Figura 6* se puede ver un ejemplo de resultados ofrecidos por el OPA.

1.2.3 Otros métodos

Dentro de los distintos métodos que se han propuesto como alternativas a los análisis TPA y OPA, figuran numerosas variantes como la TPA con bloqueo de fuerzas [15] [18] [54] [58], caracterización in situ de fuentes parciales [5] [56], OPA con entradas exógenas (OPAX) [34] [35] [36] [66], OPA con excitación externa (OTPA) [7] [17] [49] [62] [64], y diversas variantes basadas en el principio de transmisibilidad [11] [30] [31] [37] [44] [46] [50] [55] [65].

A menudo estas variantes se desarrollan para aplicaciones muy específicas, donde han podido llegar a ser útiles [4] [9] [15] [19], pero ninguna de ellas ha llegado a estandarizarse lo suficiente para ser una alternativa real a los métodos TPA y OPA. Debido a que comparten los fundamentos físicos aplicados no es de extrañar que se pueden encontrar grandes similitudes entre ellos.

1.3 PROBLEMÁTICA ACTUAL

El TPA fue visto como un método útil para mejorar el rendimiento NVH de diferentes sistemas, ya que puede ser utilizado para todo tipo de estructuras, grandes o pequeñas, tales como barcos, turbinas o incluso aviones completos. Sin embargo, algunas debilidades en el método, como su complejidad o su largo tiempo de implementación, han llevado a los investigadores a desarrollar nuevas técnicas basadas únicamente en mediciones operacionales [2] [10] [33].

A pesar de que estos métodos operacionales alternativos, OPA, OTPA, OPAX, y otras variantes, han mostrado algunas limitaciones debido a la exigencia de considerar todos los caminos y el uso de señales de baja coherencia [51] [52], las empresas están profundamente interesadas en la mejora de ellos dada la posibilidad de obtener resultados similares a los de un análisis TPA pero más rápidamente.

Este interés se debe a las crecientes expectativas de confort de los clientes, junto con la necesidad de cumplir con las, cada vez más exigentes, normativas de ruido. El campo de ruido y vibraciones (NVH) se ha convertido en un desafío constante para los fabricantes de vehículos, al estar directamente relacionado con la percepción de calidad en vehículos por parte de los usuarios [1] [33].

Cada vez más ajustados tiempos de lanzamiento de los nuevos modelos y problemas relativos a NVH que suelen aparecer tarde dentro del periodo de desarrollo del vehículo se están convirtiendo en la norma para los fabricantes [3] [12] [39] [44] [57]. La aparición de vehículos eléctricos en la escena no ha hecho sino complicar aún más esta situación debido a la reutilización de muchos componentes inicialmente diseñados para ser instalados en un vehículo con motor convencional, ya que ahora aparecen comportamientos indeseados que antes pasaban desapercibidos.

La industria automotriz está invirtiendo millones de dólares en el campo del NVH para desarrollar nuevos materiales y técnicas de disminución del nivel de ruido. Los nuevos métodos de desarrollo están empezando por incluir el NVH desde el inicio del proceso de diseño, no sólo en las etapas posteriores. Esto implica la integración de modelos de cálculo más complejos y la introducción de técnicas de simulación, evaluación y optimización en el proceso de diseño para asegurar unas características adecuadas de niveles de ruido, vibración y confort [13] [43] [45].

Debido a la alta competitividad y rápida evolución del mercado automovilístico, la habilidad de realizar con rapidez un análisis acústico y vibracional sobre un nuevo diseño se ha vuelto esencial para cualquier fabricante de vehículos. Por tanto, un método de análisis rápido y suficientemente eficaz resultaría muy conveniente para poder evaluar el comportamiento acústico de los vehículos.

A pesar de la diversidad de enfoques disponibles que se pueden adoptar, la existencia de un método que combine velocidad y precisión continúa siendo una necesidad en la mayoría de los casos. La situación actual implica que, cuando un análisis NVH es requerido, los ingenieros e ingenieras acústicos/as deben decidir entre precisión o velocidad de ejecución.

Si se decide implementar un análisis TPA, se debe asumir que se requerirá un trabajo exhaustivo, junto con un tiempo y recursos considerables para su realización. Esta opción es la preferida usualmente en estudios académicos donde el tiempo no es un factor crucial. Una correcta implementación del análisis TPA incluirá desmontaje de componentes en algunas etapas y un meticuloso cuidado en su ejecución. El principal problema del enfoque TPA es que un largo tiempo de realización se considera una desventaja en la actualidad.

Cuando el método elegido es el análisis OPA, los datos están disponibles mucho más rápidamente, ya que no se necesita el desmontaje de componentes ni una alta especialización para realizarlo. El problema aquí es que a veces los resultados no resultan ser lo suficientemente concluyentes [2] [47]. Cuando esto ocurre el análisis NVH puede alargarse demasiado en el tiempo, ya que se requerirán nuevos ensayos con diferentes metodologías para poder llegar a conclusiones apropiadas.

Por tanto, a pesar de la diversidad de opciones, el problema de tener que elegir entre rapidez o precisión sigue estando presente. Este vacío entre los dos enfoques principales es la razón que motiva el presente trabajo de investigación.

Capítulo 2

OBJETIVOS DE LA PRESENTE TESIS

A partir de la revisión efectuada en el capítulo anterior, se pueden extraer varias conclusiones que son la base de los objetivos de este estudio.

En primer lugar, se puede concluir que los niveles de precisión ofrecidos por los métodos que combinan test estáticos y dinámicos, como el análisis TPA, no pueden ser alcanzados por los actuales métodos basados en el concepto de transmisibilidad que solo obtienen datos de test operacionales, como el análisis OPA.

En segundo lugar, también ha quedado claro que los requerimientos de la fase de ensayos estáticos en la TPA son incompatibles con una rápida ejecución del análisis, por lo que se tarda demasiado tiempo en disponer de resultados y conclusiones útiles en un entorno industrial.

Por otro lado, a través del trabajo de diferentes autores [53] [55] [59] queda patente la aplicabilidad inversa del concepto de transmisibilidad para sistemas mecánico-acústicos, lo que deja abierta la posibilidad de buscar nuevos caminos para definir las FRF de cualquier sistema.

A la vista de las conclusiones anteriores, el objetivo principal de la presente Tesis Doctoral es definir una nueva metodología de análisis NVH que combine ensayos de carácter estático y dinámico, para poder ofrecer unos altos niveles de exactitud en sus resultados, y que al mismo tiempo no requiera complejos procedimientos en la determinación de las FRF, para ofrecer una rápida implementación. Para ello se ha diseñado un nuevo método de análisis

NVH que define las FRF a partir de un ensayo estático basado en el concepto de transmisibilidad inversa. La base de este nuevo método es la introducción de una fuente sonora en la posición del receptor para definir las FRF del sistema en función de la respuesta registrada en los puntos de aplicación de fuerzas al sistema, es decir, de una forma inversa al funcionamiento normal.

Para alcanzar satisfactoriamente el objetivo principal del trabajo, se plantean los siguientes objetivos específicos:

- Conocer los métodos y tecnologías empleados actualmente en análisis NVH.
- Diseñar, caracterizar y evaluar una fuente sonora de potencia suficiente para excitar la carrocería de un vehículo desde el interior del habitáculo. Además, debe ofrecer una respuesta omnidireccional en campo cercano, dado que se pretende utilizar en un espacio tan reducido como la cabina de un vehículo.
- Diseñar una metodología de análisis NVH alternativa a las existentes, que sea capaz de definir las funciones de transferencia del sistema con un ensayo inverso, y que incluya ensayos estáticos y dinámicos sin requerir desmontaje de componentes.
- Evaluar experimentalmente y validar la metodología propuesta, analizando los resultados y proponiendo las mejoras oportunas para maximizar su eficacia.

Capítulo 3

DESARROLLO DE FUENTE SONORA

En este capítulo se describe el estudio del estado de la técnica en relación a fuentes sonoras que pudieran resultar aplicables al interior de un vehículo. El diseño del modelo propuesto, y los ensayos orientados a su caracterización serán presentados aquí, junto con las conclusiones a las que se ha llegado a partir de los resultados obtenidos.

3.1 ANTECEDENTES DE FUENTES SONORAS EN ESPACIOS REDUCIDOS

En muchos ensayos acústicos se necesitan una, o varias fuentes, localizadas en determinados puntos dependiendo de las características del ensayo. Esto ha dado lugar al desarrollo de diversos tipos de fuentes en función de los requerimientos específicos de cada aplicación.

Las fuentes electroacústicas son las más comunes, existiendo diferentes modelos ofertados por varios fabricantes. Usualmente estas fuentes requieren de uno o varios altavoces, un amplificador y un generador de señales. Su mayor inconveniente es que resulta un equipo muy extenso, y en ocasiones bastante grande cuando se incluyen todos los elementos en un mismo dispositivo.

Este tipo de fuentes requieren fuente de alimentación y en ocasiones cableado de control, son difíciles de transportar e instalar en su emplazamiento, especialmente cuando se pretende trabajar en espacios reducidos como habitaciones pequeñas o el interior de vehículos.

Las fuentes omnidireccionales convencionales son bastante costosas y no terminan de ofrecer un buen comportamiento omnidireccional en campo muy cercano. Encontrar unos buenos niveles de presión sonora en bajas frecuencias es también difícil si se trata de buscar algún modelo lo suficientemente pequeño para permitir su introducción en el interior de un vehículo.

Esto se debe a que la mayoría de ellas están diseñadas desde el enfoque de la acústica arquitectónica, para medir el tiempo de reverberación o la respuesta en impulso de una habitación o espacio cerrado [60] [61]. En este campo, la norma estándar para chequear la idoneidad de una fuente es la ISO 3382 [25]. Esta normativa requiere una fuente de sonido tan omnidireccional como sea posible, con desviaciones inferiores a ± 6 dB dependiendo de la frecuencia, y suficientemente potente para ofrecer un apropiado rango dinámico de señal en los puntos receptores, ya que el nivel de la fuente debe estar al menos 35 dB sobre el nivel de fondo en cada banda de frecuencia.

Pero este método de evaluación no funciona bien cuando se aplica al interior de espacios reducidos. La razón es la escala del espacio de medida, ya que la ISO 3382 está enfocada a espacios arquitectónicos. De ahí que el método para evaluar las fuentes omnidireccionales establezca una distancia mínima entre fuente y micrófonos de 1,5 metros. Esta distancia es claramente demasiado grande para ensayar una fuente que se requiere para ser operada en espacios tan reducidos como dos metros de largo, o menos. En este caso se necesita ensayar la omnidireccionalidad mucho más cerca de la fuente, ya que el espacio en el interior de un coche raramente excede 1,5 metros desde la posición del conductor en cualquier dirección.

Resulta pues obvio, que tanto las fuentes electroacústicas como la ISO 3382 no son ni la fuente ni el método de ensayo adecuados, respectivamente, para los requerimientos específicos de fuente sonora en este estudio.

Para encontrar una fuente sonora alternativa a las electroacústicas se van a analizar las diferentes opciones disponibles y sus características en función de los objetivos de esta aplicación: Adecuado nivel de potencia acústica (L_w) en el rango de frecuencias requerido y la mayor omnidireccionalidad posible en campo muy cercano. Una vez seleccionada la fuente más idónea será evaluada y caracterizada manteniendo la ISO3382 solo como referencia indicativa, ya que no se van a cumplir las condiciones requeridas por esta norma en los ensayos.

Dentro de las alternativas a las fuentes electroacústicas existen opciones de muy diferentes tipos, como globos explosivos (inflados con aire o hidrógeno-oxígeno), petardos, pistolas, disparo de arco eléctrico o clapetas. Sus principales características se explican brevemente a continuación.

Globos inflados de aire: La naturaleza impulsiva de la expansión del aire al explotar el globo es la propiedad de interés fundamental para usar globos en ensayos acústicos. La directividad de la explosión de estos globos se ha estudiado [29] conforme a la ISO 3382, y en todos los casos se han observado variaciones en la directividad de entre 6 y 9 dB, bastante por encima del límite permitido. Solo los globos más grandes, de diámetro superior a 1 metro, se acercan a los 6 dB por encima de los 1000 Hz.

Estos datos demuestran que las características de los globos inflados de aire no permiten su utilización en este estudio, ya que para conseguir una aceptable directividad haría falta recurrir a un globo de mayor tamaño que la cabina del vehículo donde se pretende utilizar.

Globos inflados de Hidrógeno-Oxígeno: También se han realizado estudios de esta variante de globos inflados con una mezcla de gases explosiva. En comparación con otras fuentes de ruido impulsivo los globos rellenos de hidrógeno-oxígeno producen unos niveles de presión acústica (SPL) más moderados [28]. Sin embargo, la forma de onda de la señal producida es mucho menos instantánea que otras de similar amplitud. Debido a esto, los globos rellenos de hidrógeno-oxígeno tienen una frecuencia característica más baja y se comportan de forma casi totalmente omnidireccional, manteniendo la desviación por debajo de ± 6 dB.

A pesar de que esta opción cumple perfectamente los requerimientos para su utilización en este estudio, debe ser descartada por razones de seguridad. El riesgo de explotar un globo de unos 0,4 m de diámetro, relleno con una mezcla explosiva, dentro del interior de un vehículo es sencillamente no aceptable.

Arco eléctrico: Muy usado como fuente acústica en investigaciones con modelos a escala [8], la fuente sonora por arco eléctrico en el aire, o chispa eléctrica, puede tener también un comportamiento digno de considerar. El fenómeno de la simulación acústica empleando modelos a escala reducida requiere el uso de potentes y muy puntuales fuentes sonoras con una banda de frecuencias ancha y radiación omnidireccional.

El principio de funcionamiento se basa en la generación de una descarga eléctrica al aplicar alto voltaje entre dos electrodos. Una vez superada la rigidez dieléctrica del aire, éste se vuelve eléctricamente conductor, después la corriente eléctrica calienta súbitamente el aire causando la formación de un frente de onda que provoca una señal sonora impulsiva. La principal ventaja es su pequeño tamaño, y aunque una chispa eléctrica no es particularmente omnidireccional, la forma de los electrodos se puede diseñar de forma que favorezca la propagación para mejorar este efecto. Sin embargo, al igual que en la anterior opción, razones de seguridad aconsejan evitar este método en el interior de un vehículo.

Pistolas, petardos y explosivos: Durante muchos años se han utilizado diversos tipos de armas como fuentes sonoras en ensayos acústicos, principalmente para el estudio del tiempo de reverberación en salones y recintos cerrados [42]. Pueden ser útiles también en ensayos de NVH. Las pistolas son fácilmente portables, tienen muy buena repetitividad, muy buena potencia acústica y su radiación es bastante buena en términos de omnidireccionalidad.

Los petardos, o pequeñas cantidades de explosivo, también ofrecen buenos resultados según se desprende de los estudios efectuados [41]. Sus explosiones liberan la energía muy rápidamente y la forma de onda registrada muestra el mismo comportamiento independientemente de la cantidad de material explosivo contenido. Esto lleva a la conclusión de que estos dispositivos ofrecen un buen grado de repetitividad a la hora de realizar ensayos con ellos.

No obstante, como en los casos anteriores, tanto las armas como los materiales explosivos son completamente inapropiados para esta aplicación, ya que se requiere el encendido y explosión dentro del espacio de trabajo. Por razones de seguridad se desaconseja encarecidamente este tipo de fuentes dentro de la cabina de un automóvil.

Clapetas: Las clapetas, o claquetas, consisten en dos superficies planas unidas por una bisagra, permitiendo a las dos superficies girar sobre el mismo eje. Estas dos superficies pueden ser chocadas una contra otra, lo que genera un ruido de impacto. Ambos planos tienen asas en su parte posterior para facilitar su manipulación.

El trabajo de Sumarac-Pavlovic et al. [16] muestra que el ruido de impacto producido por una clapeta tiene mayor duración que el procedente de otras fuentes como globos o petardos.

El sonido emitido por la clapeta cumple los requerimientos de rango dinámico en todas las bandas de octava estudiadas, en su caso.

Los diagramas de directividad muestran que las clapetas tienen una buena uniformidad de radiación. Cuando es manejada por alguien con práctica suficiente la clapeta ofrece una repetitividad igual, o incluso mejor, que una pistola o un globo.

Estas características hacen factible la consideración de esta tipología de fuente para su empleo en este trabajo.

3.2 MODELO PROPUESTO

A la vista de las distintas opciones disponibles para la fuente sonora, se ha determinado que la clapeta es la opción que puede ser más fácilmente adaptada a su utilización en un espacio tan reducido como el interior de un coche. Sin embargo, como las clapetas que se pueden encontrar se han diseñado para espacios arquitectónicos bastante más grandes que la cabina de un vehículo, sería preferible adaptar el diseño específicamente de la clapeta a los requisitos de espacio de trabajo en esta aplicación, particularmente para tratar de mejorar los siguientes requerimientos:

- Producir un suficiente nivel de potencia acústica en todo el rango de frecuencias de interés.
- Ofrecer un comportamiento suficientemente omnidireccional en campo muy cercano a la fuente.

Para esto lo que se ha hecho es cambiar la forma de la clapeta. Generalmente, las clapetas usadas en acústica arquitectónica tienen forma cuadrada [16], por simplicidad de fabricación y porque el perfil cuadrado no afecta a la directividad cuando se trabaja en campo no muy cercano a la fuente.

Considerando la particular aplicación para la que se pretende usar la fuente en este estudio, se ha decidido usar una forma circular para evitar esquinas en las superficies de impacto que pudieran afectar a la directividad en campo muy cercano. Las superficies circulares de contacto se han separado de la bisagra para asegurar que se produce un impacto más

homogéneo y favoreciendo un foco sonoro más puntual. El diseño propuesto se puede observar en la *Figura 7*.

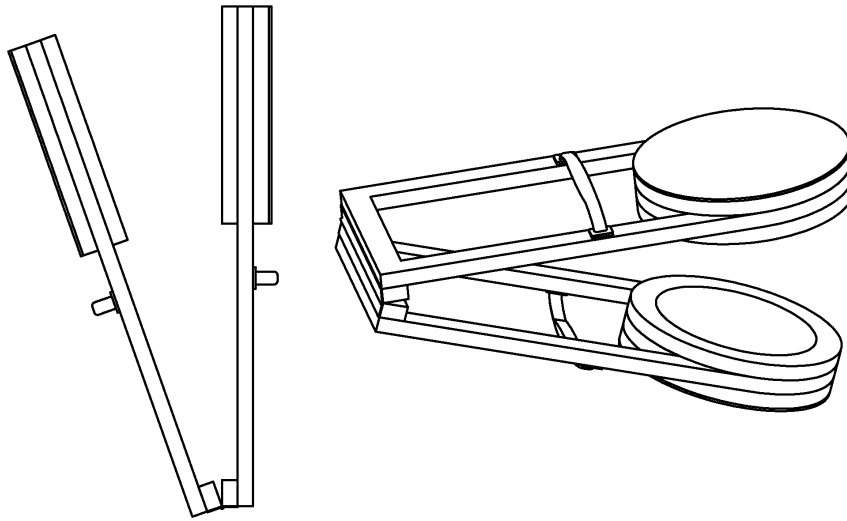


Figura 7. Diseño de la clapeta empleada como fuente sonora.

Con el fin de evitar el fenómeno de reverberación que podría presentarse en interior de la clapeta, al chocar los frentes de onda en el centro del área circular, se ha insertado en la parte interna de cada cavidad una pieza de espuma de poliuretano de densidad media (33~37 kg/m³). Esta pieza de espuma absorberá gran parte del frente de onda proyectado hacia el interior de la clapeta.

Está muy claro que a mayor tamaño de la clapeta mejor será su comportamiento a bajas frecuencias. Al contrario, si se da prioridad a la radiación omnidireccional se debe elegir un tamaño de superficie de impacto lo más pequeño posible. Además, interesa un tamaño manejable para facilitar su manejo dentro del vehículo.

Para poder reducir el tamaño al mínimo y mantener un buen comportamiento en bajas frecuencias se ha instalado una membrana de caucho natural de 12 mm de grosor, con una densidad 1,05 g/cm³, en la parte exterior de cada cavidad. Tras varios ensayos se decidió esta opción porque era la que mejor resultados aportaba.

Estas membranas actuarán como la membrana de un tambor, mejorando significativamente el comportamiento acústico a bajas frecuencias y amplificando los niveles de presión sonora sin tener que aumentar el tamaño del área circular de la clapeta.

Dado que se pretende prestar atención a las medias y bajas frecuencias, se ha fijado un diámetro máximo para sector circular de 35 cm. La razón de este límite es que el diámetro de la zona circular de la clapeta tiene una relación directa con la longitud del frente de onda (λ), la cual para una onda sonora es $\lambda=c/f$, donde c es la velocidad del sonido (343 m/s en aire seco a 20°C) y f es la frecuencia.

Esta limitación asegura que los efectos de resonancia no aparecerán en frecuencias inferiores a 1 kHz. A esta frecuencia, el diámetro del sector circular es equivalente a la longitud del frente de onda sonora, por lo que la presión sonora que pueda atravesar la pieza de espuma interior puede entrar en fase con la producida en el extremo opuesto del sector circular. Este efecto, no obstante, será mínimo debido a la pieza de espuma insertada.

Teniendo en consideración todo lo anterior, se decidió fijar el diámetro exterior del sector circular en 0,35 metros, lo más grande posible para facilitar el comportamiento a bajas frecuencias sin comprometer la calidad de la señal emitida. El material elegido para el cuerpo de la clapeta ha sido tablero de fibras madera de densidad media (DM), de 16 mm de grosor, suficientemente resistente y ligero para facilitar su traslado y manejo. El diseño final de la clapeta ha sido el resultado de un compromiso entre todos los requerimientos ya señalados. La apariencia y planos de trabajo de la clapeta se pueden apreciar en la siguiente *Figura 8*.

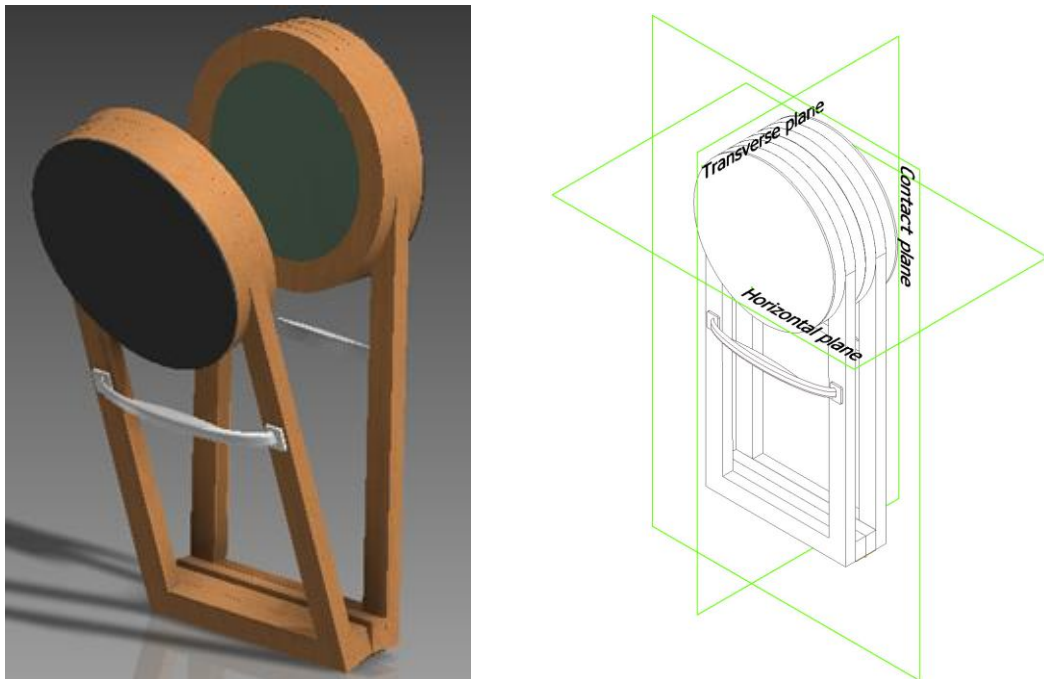


Figura 8. Apariencia y planos de trabajo de la clapeta.

3.3 CARACTERIZACIÓN DE POTENCIA ACÚSTICA Y DIRECTIVIDAD

La caracterización del sonido generado por la clapeta propuesta, se ha dividido en dos partes: primero se analiza la potencia acústica de la fuente utilizando el método de ingeniería descrito en la ISO 3744 [26], y en segundo lugar se evalúa la directividad para ver el nivel de omnidireccionalidad que alcanza la radiación sonora emitida por la clapeta.

3.3.1 Potencia acústica según ISO 3744

Un ruido impulsivo, o de impacto, significa que su intensidad aumenta bruscamente y decae durante un breve periodo, normalmente menos de un segundo. Puede ser debido a una súbita liberación de presión, un arco eléctrico, o como en el caso de la clapeta, a un impacto entre dos superficies. Este, casi instantáneo, incremento en presión radiada por la clapeta, es dado por la integral de la presión sobre la superficie que la envuelve.

El entorno ideal para caracterizar una fuente sonora sería realizar los ensayos dentro de una cámara anecoica, pero al no disponer de una, la caracterización acústica de la clapeta se ha efectuado en un campo libre al exterior. Siguiendo las indicaciones de la norma ISO 3744 para condiciones de campo libre sobre superficie reflectante se ha realizado un ensayo para definir la potencia acústica de una fuente sonora de acuerdo al método de ingeniería. La disposición de micrófonos en este ensayo corresponde a la mostrada en la *Figura 9*.

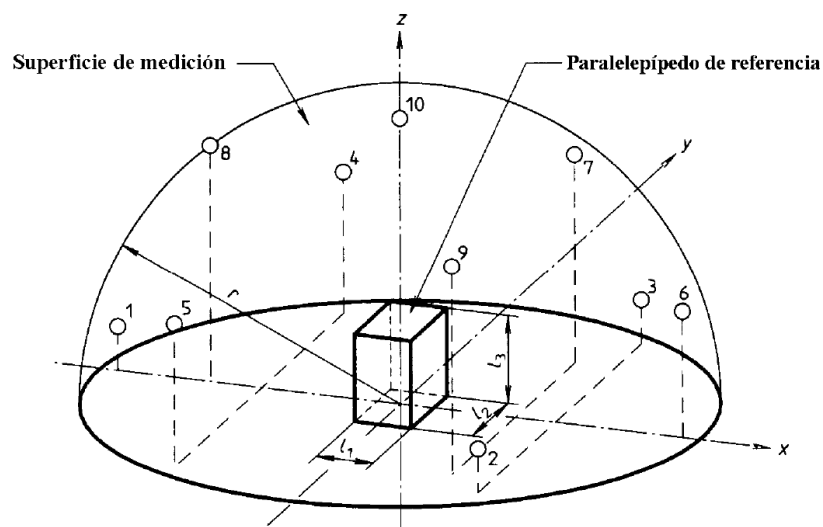


Figura 9. Posiciones de micrófono para ensayo según ISO3744.

Esta distribución consiste en colocar la fuente en el centro de una superficie semiesférica, a lo largo de la cual se distribuyen regularmente 10 micrófonos. Las dimensiones de esta semiesfera dependen del tamaño de la fuente, en este caso una vez introducidas las dimensiones de la clapeta en el proceso de cálculo establecido en la norma, se determinó que el radio de dicha semiesfera debía ser de 1 metro. En la *Figura 10* se observa el proceso de instalación de los micrófonos en sus correspondientes posiciones.



Figura 10. Posicionamiento de micrófonos para ensayo de potencia acústica.

Dado que la clapeta es accionada manualmente, su nivel de potencia acústica dependerá de la fuerza con se opera. Para comprobar la desviación entre sucesivos accionamientos se realizaron varios ensayos. Ha quedado demostrado que, con un mínimo de práctica, es fácil alcanzar unos niveles bastante altos de repetitividad. Para los cálculos de este estudio se han utilizado datos procedentes de valores medios de cinco impactos, al objeto de obtener una fiabilidad máxima en las mediciones y resultados.

La siguiente *Figura 11* muestra un ejemplo de las señales obtenidas en uno de los micrófonos para cinco impactos sucesivos, las cuales se han superpuesto en la misma gráfica, donde se puede ver que la clapeta ofrece una buena repetitividad.

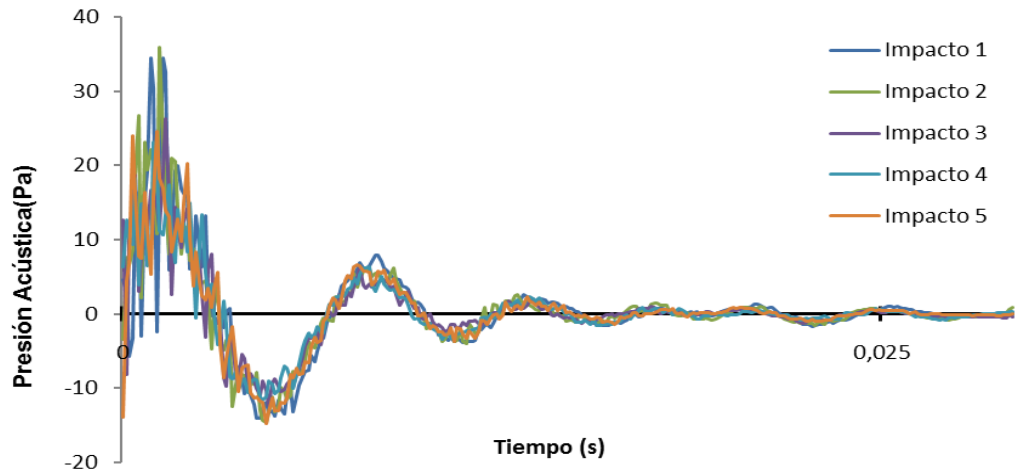


Figura 11. Ejemplo de cinco señales de impacto generadas por la clapeta [21]

Las señales de los diez canales instalados se registraron en un equipo de adquisición de datos marca LMS, modelo Scada Mobile SCM05, y se utilizaron diez micrófonos de campo libre, marca Bruel & Kjaer tipo 4189, apropiadamente calibrados. La frecuencia de muestreo se estableció en 10 kHz para disponer de resolución suficiente.

La potencia acústica (L_w) de la clapeta se muestra en la *Figura 12*, junto con el nivel registrado de ruido de fondo. El nivel de ruido generado por la clapeta supera en unos 40 decibelios el ruido de fondo. Si esta diferencia fuera menor de 6 dB para alguna banda de tercio de octava no se podría justificar el cumplimiento de la norma ISO-3744.

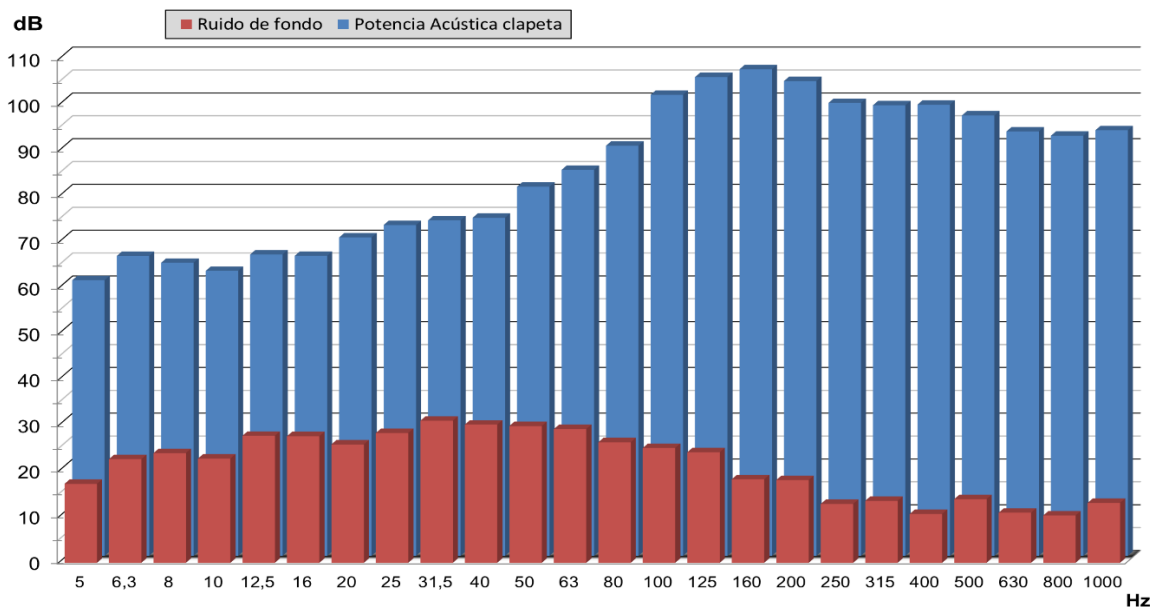


Figura 12. Nivel de potencia acústica de la clapeta en tercios de octava.

3.3.2 Directividad

La directividad de la clapeta se ha evaluado en las mismas condiciones de campo libre utilizadas para el ensayo de nivel de potencia acústica. Para estas mediciones la clapeta se colocó en el centro de una estructura cuadrada, de 1,2 metros de lado, en la cual se instalaron 9 micrófonos regularmente dispuestos a lo largo de dos lados adyacentes.

Dado que la clapeta se situó en el centro, los micrófonos más cercanos se encontraban a 0,6 metros, que es la distancia a la que se ha evaluado la directividad. Los valores de presión sonora del resto de micrófonos han sido corregidos para esta distancia de 0,6 metros de acuerdo a la ecuación de propagación del sonido en campo libre para una fuente sonora puntual con propagación esférica. En estas condiciones el nivel de presión sonora decae 6 dB cada vez que se dobla la distancia entre la fuente y el receptor, lo que se representa en la siguiente ecuación (5), donde L_{P1} es el nivel de presión sonora en un punto cercano a la fuente, L_{P2} es el nivel de presión sonora en otro punto más alejado, d_1 es la distancia del punto 1 a la fuente y d_2 es la distancia del punto 2 a la fuente.

$$L_{P1} - L_{P2} = 20 \cdot \log\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \quad (5)$$

Cada posición de la clapeta fue medida dos veces, rotando 180° entre ambas para cubrir los 360° de la circunferencia. Las señales de los micrófonos 1 y 9 se han usado como medida de control para aumentar la fiabilidad de los resultados, ya que sus posiciones se solapan.

Como resultado de estos ensayos se obtuvieron 16 puntos de medida, a 0,6 metros alrededor de la clapeta, separados 22,5°. Los resultados obtenidos, en bandas de octava, se muestran en las Figuras 13-15. El comportamiento omnidireccional se presenta en función del índice de directividad (DI) en diagramas polares.

Este índice de directividad se define en ISO 3744 [26] como el nivel de presión acústica en la posición del micrófono, corregido por el ruido de fondo, menos el nivel de presión acústica promediado sobre la superficie de medición, corregido por el ruido de fondo, en decibelios.

Todos los diagramas mostrados en las siguientes figuras muestran los índices de directividad, a una distancia de 60 centímetros de la clapeta. Se distingue entre los planos de contacto, transversal y horizontal, de acuerdo a lo indicado en la Figura 7.

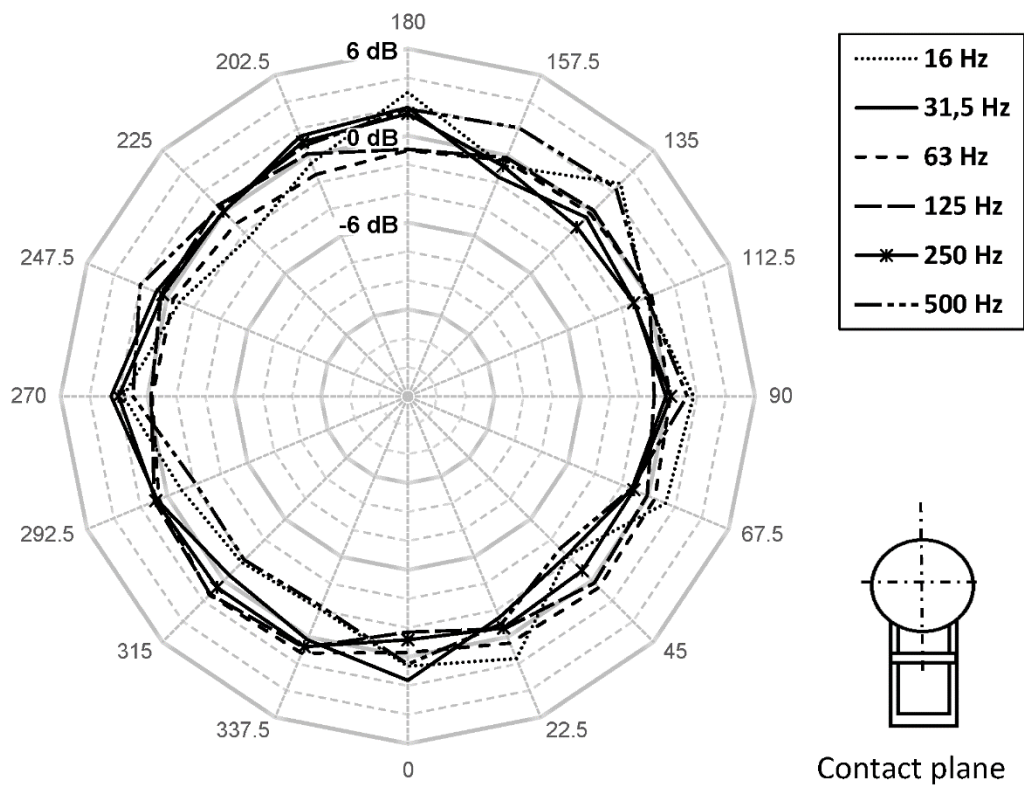


Figura 13. Directividad de la clapeta en el plano de contacto

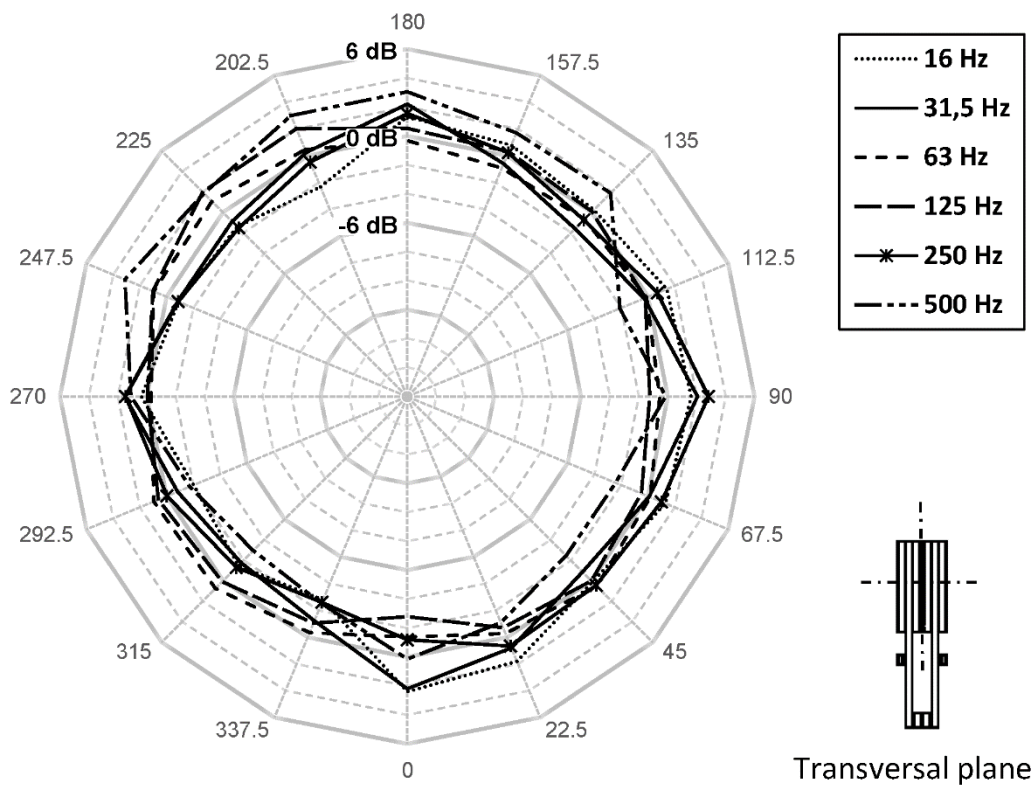


Figura 14. Directividad de la clapeta en el plano transversal

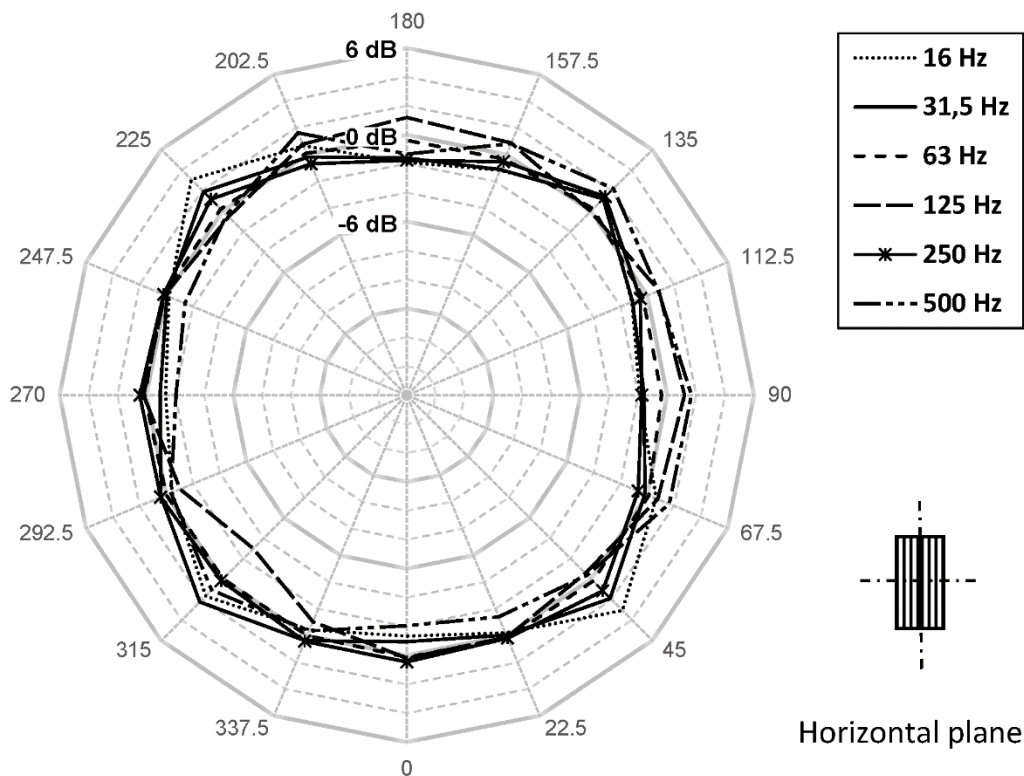


Figura 15. Directividad de la clapeta en el plano horizontal

En los diagramas de directividad se puede observar un comportamiento cercano a la omnidireccionalidad para los tres planos medidos.

Las desviaciones máximas observadas en el índice de directividad están siempre por debajo de los ± 4 dB. La desviación estándar para las frecuencias estudiadas se sitúa entre 1,2 dB y 2,1 dB, considerándose adecuada para el propósito de este estudio.

3.4 CONCLUSIONES DE FUENTE SONORA

El presente trabajo revela que, a pesar de que la clapeta es una fuente de tamaño moderado, tiene potencia suficiente para ser utilizada como fuente sonora para excitar estructuras.

Además, la clapeta es suficientemente omnidireccional en campo muy cercano (0,6 metros), una desviación estándar media inferior a 1,5 dB en todos los rangos de frecuencia estudiados dan una clara idea de la uniformidad de radiación sonora de la clapeta, mejor incluso que otras fuentes más costosas a una mayor distancia (1 metro) [41].

Se puede determinar que, en comparación con otras fuentes de ruido de impacto, la clapeta produce un pico sonoro suficientemente potente, tiene un bajo coste, es fácil de transportar y operar, y cumple los requerimientos para ser utilizada como fuente de ruido de impacto.

Por tanto, esta clapeta resulta idónea para ser utilizada en ensayos de ruido y vibración en el interior de vehículos, y, por ende, cumple los requerimientos para ser utilizada como fuente sonora en este estudio.

Capítulo 4

DESARROLLO E IMPLEMENTACIÓN ITPA

En este capítulo se va a detallar la metodología desarrollada en el modelo ITPA, a continuación, se describirá el proceso de implementación práctica de dicha metodología, se analizarán los resultados obtenidos y por último se justificará la validación del modelo presentado en este trabajo.

4.1 ITPA METODOLOGÍA

El objetivo principal de este método, llamado “Análisis Inverso de los Caminos de Transferencia” o ITPA, del inglés “Inverse Transfer Path Analysis”, es identificar y cuantificar la contribución de cada una de las rutas de transferencia a través de las cuales el ruido y las vibraciones se transmiten hasta el receptor. Esto se consigue estableciendo la relación entre las entradas al sistema, generadas por las fuentes, y la salida, correspondiente a la presión acústica recibida en el interior de la cabina del vehículo.

Para este estudio solo se tendrán en cuenta las rutas estructurales, introducidas en el sistema a través de los soportes de motor y la suspensión trasera (el vehículo utilizado en los ensayos tiene el motor alojado en la zona trasera). Por tanto, se espera una cierta variación entre los niveles de presión acústica calculados y medidos, debido a que las rutas aéreas están omitidas en el modelo matemático.

La ausencia de la contribución de las rutas aéreas puede ser asumida ya que no modifica el comportamiento estructural del vehículo, y por lo tanto no modifica las rutas de transmisión.

Esto significa que aún se puede determinar la contribución parcial de cada ruta estructural, objetivo principal del ITPA. La presión acústica calculada deberá contener los mismos órdenes, o armónicos, incluso con un patrón similar al de la presión acústica medida.

Como ya se ha explicado en la introducción, cuando se analiza acústicamente un vehículo, se pueden encontrar dos partes principales en el sistema a analizar, una parte activa y una pasiva. La parte activa genera la vibración y el ruido (fuente, o *source*), mientras que la parte pasiva contiene los medios que transmiten estas vibraciones (rutas) y los objetos / personas que absorben estas fluctuaciones (receptor, o *receiver*). Esto se detalla gráficamente en la *Figura 16*.

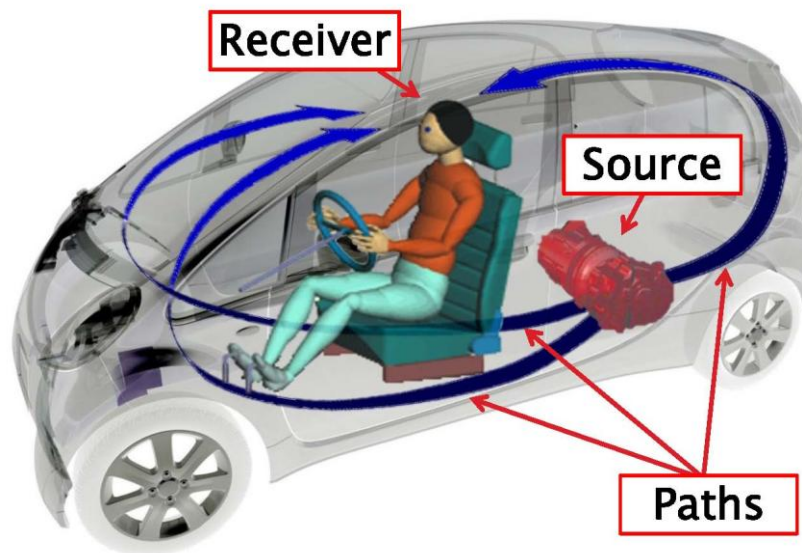


Figura 16. Ejemplo de sistema fuente-ruta-receptor empleado en ITPA

Según [17], estos tres elementos se pueden definir como:

- Fuente: Componentes activos que provocan la excitación operativa pero que en la práctica son muy difíciles, si no imposible, de medir (motor, efectos de rodadura del eje, etc.).
- Interfaz / rutas pasivas: Interfaz entre las partes activa y pasiva (chasis y elementos de carrocería).
- Receptor: Efectos percibidos en ubicaciones de interés en el componente pasivo (conductor), incluyendo presiones acústicas y otras magnitudes físicas como vibraciones.

Dado que este método no requiere retirar el motor, ni ningún otro elemento del automóvil, siempre se consideran los efectos de acoplamiento cruzado entre rutas de transmisión que se introducen cuando el motor se encuentra instalado.

La metodología de implementación del ITPA se compone de tres etapas principales:

- Etapa 1- Ensayo estático, para determinar la función de transferencia de ruido.
- Etapa 2- Ensayo dinámico u operacional, para adquirir aceleraciones y presión sonora en condiciones dinámicas.
- Etapa 3- Cálculo y análisis de resultados.

Previamente al desarrollo de las diferentes etapas es preciso configurar, e instalar, la instrumentación de medida en el vehículo, para lo cual resulta necesario la determinación de las rutas de transferencia principales a considerar en cada caso específico. Obviamente, la cantidad de rutas a medir dependerá de los recursos disponibles, pero entre los principales investigadores en NVH hay un claro patrón común para definir el orden de importancia de las diferentes rutas de transferencia de ruido a considerar en el estudio NVH de un vehículo.

Las rutas de transferencia de ruido más importantes son las correspondientes a los puntos de apoyo del conjunto moto-propulsor, en las direcciones vertical y axial (en línea con la carretera), después deben ser tenidos en cuenta los puntos de apoyo de la suspensión en el eje motriz, a continuación los puntos de suspensión del eje no motriz, después los puntos de apoyo del sistema de escape, y a partir de aquí, si se dispone de sensores adicionales se estudia cada nueva ruta de forma específica para la estructura y modelo concreto a ensayar [2] [3] [7] [34] [50] [57]. Una vez definidas e instrumentadas las rutas a considerar se comienza el desarrollo de las distintas etapas en las que se divide la metodología.

Durante la prueba estática en la Etapa 1, el concepto de transmisibilidad se aplica de manera inversa, para evitar la estimación de las fuerzas. Se basa en el concepto de reciprocidad para transmisión mecánico-acústica, que ha demostrado ser suficientemente preciso en frecuencias bajas y medias [6] [10] [23] [64]. Este enfoque de reciprocidad vibro-acústica se ha utilizado a menudo en la medición de las funciones de transferencia de ruido (NTF) y se ha demostrado ampliamente a lo largo del tiempo en numerosas publicaciones [32] [55].

En el ensayo operacional, Etapa 2, como solo se considerará la influencia en la cabina de las rutas estructurales, las entradas serán las aceleraciones medidas en los puntos de interés y la salida será la presión acústica en la zona cercana a la posición de la cabeza del conductor.

Dado que se requieren pruebas estáticas para caracterizar el comportamiento de cada ruta, el modelo preserva la estructura TPA y su independencia entre los datos de las etapa estática y operacional. Por lo tanto, la validación del modelo se puede determinar mediante la comparación entre la presión acústica calculada matemáticamente y la medida durante el test.

Con este método, no es necesario calcular las fuerzas que actúan sobre el sistema. Como las pruebas estáticas y operativas funcionan con aceleraciones y presión acústica, no solo es innecesario, sino también redundante, calcular las fuerzas de las aceleraciones en cada caso.

Dado que el ITPA no requiere conocer las fuerzas operativas, u operacionales, que actúan durante la prueba, se han dejado atrás las principales limitaciones de los métodos indirectos de OPA, o del propio TPA. Esta es una diferencia importante porque, en la práctica, conocer las fuerzas operativas con suficiente precisión, es una tarea realmente difícil, si no imposible.

4.1.1 Etapa 1: Ensayo estático

Las funciones de transferencia de ruido se calculan aquí de forma inversa al modo de trabajo natural del sistema físico dinámico. El ensayo estático determina las funciones de transferencia aplicando una fuente de ruido impulsivo dentro de la cabina, en el lugar del receptor, y registrando las aceleraciones producidas al final de las principales rutas de ruido de transferencia, en los puntos previamente determinados (*Figura 17*).

Por lo tanto, se requerirá una fuente de sonido impulsivo con características omnidireccionales adecuadas en campo cercano y lo suficientemente potente como para excitar la estructura de la carrocería. Dependiendo de los equipos disponibles y las características del vehículo a estudiar se podrá optar por el empleo de una fuente sonora comercial, emplear una fuente sonora alternativa, o incluso desarrollar una fuente específica como la descrita en el capítulo 3 [21].

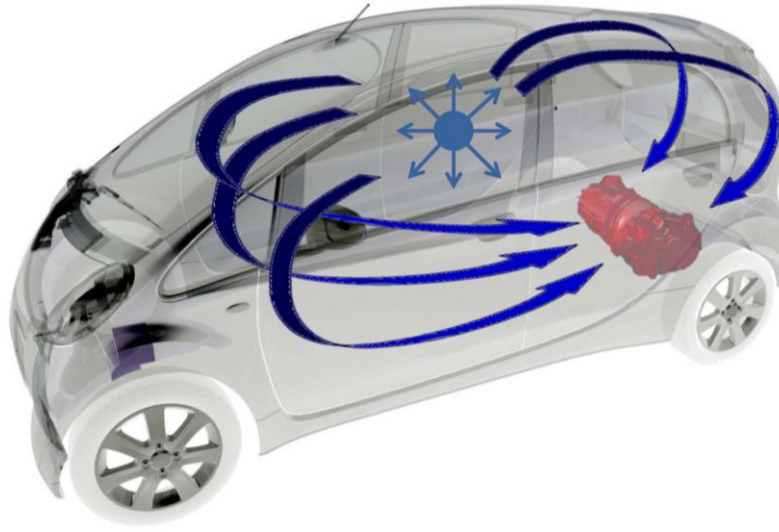


Figura 17. Ensayo estático en ITPA

Por tanto, esta etapa consiste en introducir una fuente sonora en la cabina del vehículo, cerca de la posición de la cabeza del conductor. Esta fuente sonora va a provocar un ruido impulsivo que se traducirá en una presión acústica $\rho_{st_j}(t)$ en el interior del vehículo. Esta presión se transmitirá a través de la carrocería hasta los puntos definidos en la suspensión trasera y soportes de motor, donde se recibirán unas aceleraciones $a_{st_ji}(t)$. El subíndice st se refiere a una prueba estática, j indica el número de pruebas de ruido impulsivo realizadas, i es el número de rutas estudiadas y (t) indica el dominio del tiempo. Como se ha establecido el método de la matriz inversa para definir las funciones de transferencia de ruido, es conveniente realizar un número de pruebas igual que el número de rutas para poder definir una matriz de aceleraciones cuadrada $A_{st}(t)$, más sencilla de invertir.

De esta forma $\rho_{st_j}(t)$ será igual a un vector columna que contiene las presiones acústicas correspondientes a cada impacto generado por la fuente, como muestra la *ecuación (6)*, y $A_{st}(t)$ será la matriz que contenga las aceleraciones registradas en todas las rutas, para cada uno de los impactos producidos como se muestra en la *ecuación (7)*.

$$\rho_{st}(t) = \begin{bmatrix} \rho_{st_1}(t) \\ \vdots \\ \rho_{st_j}(t) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$A_{st}(t) = \begin{bmatrix} a_{st_{11}}(t) & \cdots & a_{st_{1i}}(t) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{st_{j1}}(t) & \cdots & a_{st_{ji}}(t) \end{bmatrix} \quad (7)$$

Aplicando la Transformada de Fourier a la matriz de aceleraciones y al vector de presiones acústicas se pasan todos los datos al dominio de la frecuencia $A_{st}(\omega)$ y $\rho_{st}(\omega)$. En este punto se puede determinar la relación presión acústica-aceleraciones como la inversa de la matriz de aceleraciones por el vector columna de presiones acústicas. Esto definirá la función de transferencia de ruido como el vector columna $H_{st}(\omega)$, que contiene las funciones de transferencia de todas las rutas que componen el sistema, como muestra la *ecuación (8)*.

$$H_{st}(\omega) = \begin{bmatrix} h_1(\omega) \\ \vdots \\ h_i(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{st_{11}}(\omega) & \cdots & a_{st_{1i}}(\omega) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{st_{j1}}(\omega) & \cdots & a_{st_{ji}}(\omega) \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \rho_{st_{11}}(\omega) \\ \vdots \\ \rho_{st_{j1}}(\omega) \end{bmatrix} = A_{st}(\omega)^{-1} \cdot \rho_{st}(\omega) \quad (8)$$

Estas funciones de transferencia, $h_1(\omega)$ - $h_n(\omega)$, contienen la información del comportamiento acústico de cada ruta de transferencia de ruido, dependiendo de la frecuencia, donde i es, como se estableció anteriormente, el número total de rutas involucradas en la prueba.

Posteriormente, estas funciones de transferencia se utilizarán para calcular la presión sonora estimada de cada ruta, a partir de la aceleración registrada en la prueba dinámica. De esta forma se podrá diferenciar la aportación específica de cada ruta de transferencia al total de ruido en la cabina.

4.1.2 Etapa 2: Ensayo dinámico

El desarrollo del ensayo dinámico u operacional, en el método ITPA, no difiere del resto de métodos. La diferencia estará en el post-procesado para obtener los resultados finales, que en este método será más directo al no necesitar obtener las fuerzas operacionales actuantes durante el ensayo. Este enfoque matemático más directo puede ser una limitación en este método si alguna de las rutas relevantes es omitida, ya que la función de transferencia obtenida tratará de minimizar las frecuencias no definidas como propias del sistema. Para evitar este efecto, en una aplicación real de este método, sería interesante contar con canales suficientes para asegurar que las principales rutas son tenidas en cuenta.

Sin embargo, una de las ventajas del método ITPA viene dada por el hecho de que la instrumentación del vehículo es la misma para ensayos estáticos y dinámicos, lo que conlleva un considerable ahorro de tiempo de implementación.

El ensayo operacional consiste en un test sobre banco de rodillos para un rango de velocidad ascendente definido según las características del vehículo, o los objetivos específicos del estudio.

Es necesario un cierto entrenamiento en el manejo del vehículo sobre los rodillos para describir una rampa ascendente de velocidad lo más lineal posible. Esto resulta más sencillo cuando se estudian vehículos eléctricos, y casi imposible cuando se trata de un vehículo con motor de combustión asociado a un cambio de velocidades manual.

Durante la prueba en el banco de rodillos se registrarán las aceleraciones $a_{op_i}(t)$ y la presión acústica dentro de la cabina $\rho_{med}(t)$, utilizando para ello los acelerómetros y el micrófono instalados previamente para la etapa de ensayos estáticos. El sufijo *med* indica que se trata de una presión acústica real medida con el micrófono, *op* se refiere a datos pertenecientes al ensayo operacional, y el sufijo *i*, como en la etapa estática, indica el número de rutas de transmisión.

$$A_{op}(\omega) = [a_{op_1}(\omega) \quad \cdots \quad a_{op_i}(\omega)] \quad (9)$$

Una vez obtenidos todos los datos, se transforman al dominio de la frecuencia mediante la Transformada de Fourier. La ecuación (9) muestra los datos de aceleración operacionales ya convertidos al dominio de la frecuencia.

4.1.3 Etapa 3: Cálculo y análisis de resultados

El método ITPA considera la presión acústica calculada $\rho^{ITPA}(\omega)$, en el interior de la cabina, como la suma de las contribuciones de todas y cada una de las rutas de transmisión, manteniendo el mismo enfoque que la mayoría de los métodos de análisis NVH. La presión acústica total se puede obtener, como muestra la ecuación (10) multiplicando matricialmente el vector fila conteniendo las aceleraciones operacionales $A_{op}(\omega)$ por el vector columna $H_{st}(\omega)$ que contiene las funciones de transferencia de todas las rutas que componen el sistema.

$$\rho^{ITPA}(\omega) = A_{op}(\omega) \cdot H_{st}(\omega) = [a_{op_1}(\omega) \quad \cdots \quad a_{op_i}(\omega)] \cdot \begin{bmatrix} h_1(\omega) \\ \vdots \\ h_i(\omega) \end{bmatrix} \quad (10)$$

No obstante, como el objetivo de este método es identificar y cuantificar las rutas de transmisión para determinar su contribución al ruido total, en lugar de hacer un cálculo matricial y obtener directamente la presión acústica total calculada ITPA, se calculan individualmente los valores de las contribuciones acústicas debidas a cada ruta de transmisión, y se define la presión acústica total como el sumatorio del conjunto de rutas de transmisión de ruido. De esta forma, como muestra la *ecuación (11)*, multiplicando la correspondiente aceleración operacional $a_{op_n}(\omega)$ por su función de transferencia $h_n(\omega)$ se pueden calcular individualmente las presiones acústicas correspondientes a la contribución parcial de cada ruta de transmisión $\rho_{ruta_n}(\omega)$.

$$\rho_{ruta_n}(\omega) = a_{op_n}(\omega) \cdot h_n(\omega) \quad (11)$$

La presión acústica total $\rho^{ITPA}(\omega)$ quedará entonces definida como el sumatorio de las presiones acústicas individuales aportadas por cada ruta de transferencia, como refleja la *ecuación (12)* ecuación

$$\rho^{ITPA}(\omega) = \sum_{n=1}^i \rho_{ruta_n}(\omega) = \sum_{n=1}^i a_{op_n}(\omega) \cdot h_n(\omega) \quad (12)$$

La posibilidad de obtener de forma separada la parte de la presión acústica correspondiente a cada ruta es una característica necesaria para permitir, no solo un análisis detallado de cada una, sino la comparación entre las mismas. A partir de la comparación de contribuciones parciales de cada ruta se podrá determinar cuál, o cuáles, resultan predominantes para cada rango de frecuencias, o sobre cuál se debe trabajar para reducir, en su caso niveles excesivos de ruido o vibración. Finalmente, la validación de resultados, y por ende del método en sí mismo, vendrá dada por la comparación de las presiones acústicas totales medida y calculada $\rho_{med}(\omega)$ y $\rho^{ITPA}(\omega)$.

Desde el punto de vista del análisis NVH, la identificación de los principales armónicos actuantes es esencial para poder llegar a conclusiones correctas. Por tanto, una buena concordancia entre los armónicos de ambas señales será una señal de la eficacia y precisión del método.

Finalmente, a modo de resumen, el proceso completo de implementación del análisis ITPA se muestra en el diagrama de la *Figura 18*, donde se presenta dividido en sus tres etapas principales.

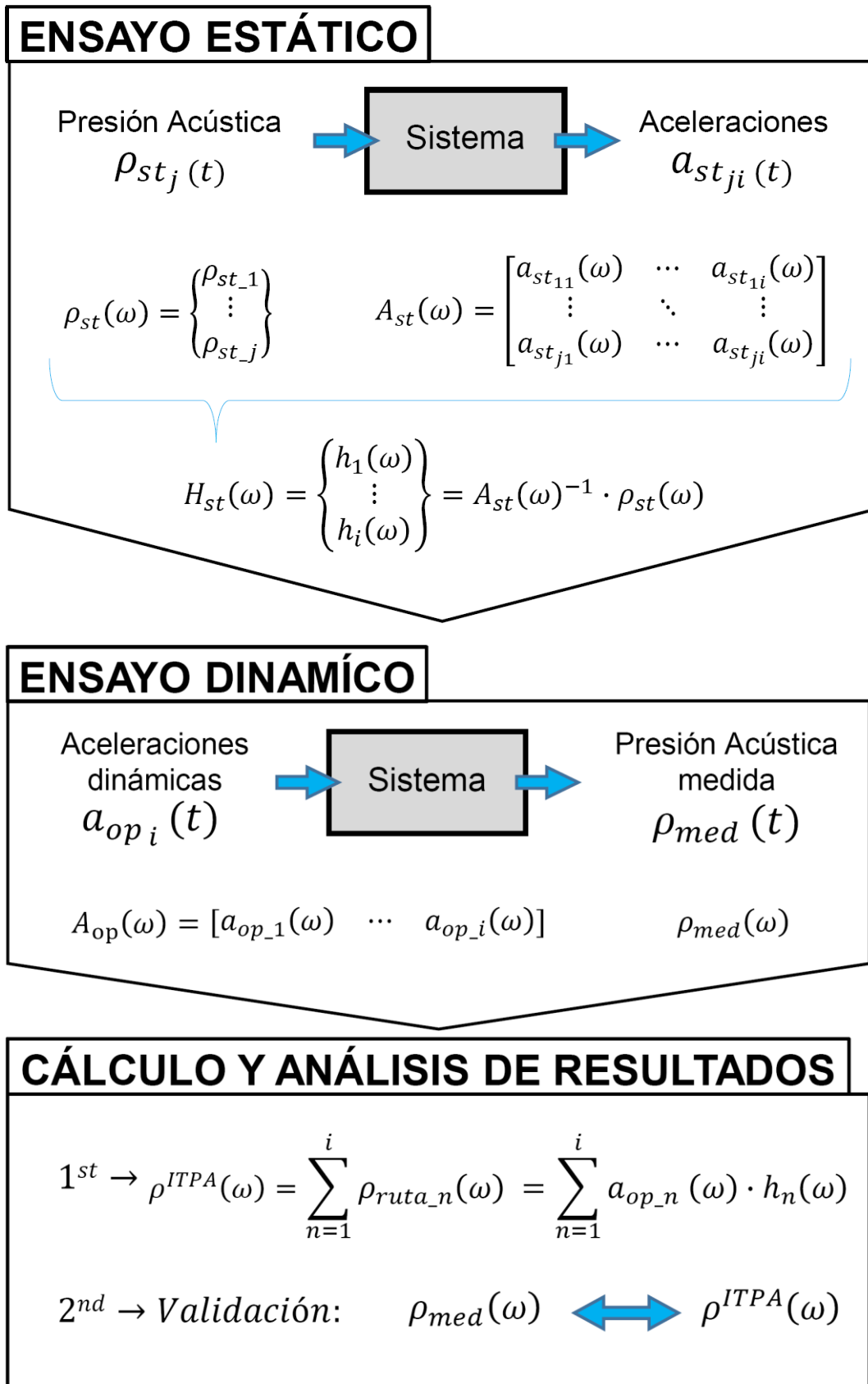


Figura 18. Esquema del método ITPA

4.2 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MÉTODO ITPA

Para evaluar la aplicabilidad de la metodología y poder validar empíricamente la metodología ITPA se ha realizado una prueba experimental. Tras los ensayos se desarrolló una evaluación de resultados exhaustiva que, además, ha permitido la validación del método mediante la comparación de los datos medidos y los matemáticamente calculados.

4.2.1 Medios empleados

La parte experimental de este trabajo se ha realizado sobre un vehículo eléctrico. El coche utilizado para las pruebas fue un vehículo marca Peugeot, modelo iON. Es un pequeño vehículo utilitario, totalmente eléctrico, de cuatro plazas, con el motor ubicado en el eje trasero y la batería principal situada bajo el bastidor, como muestra la *Figura 19*. Debido a las características urbanas del auto de prueba, se definió un rango de velocidad de 0 a 100 km/h para la prueba dinámica de la etapa 2.

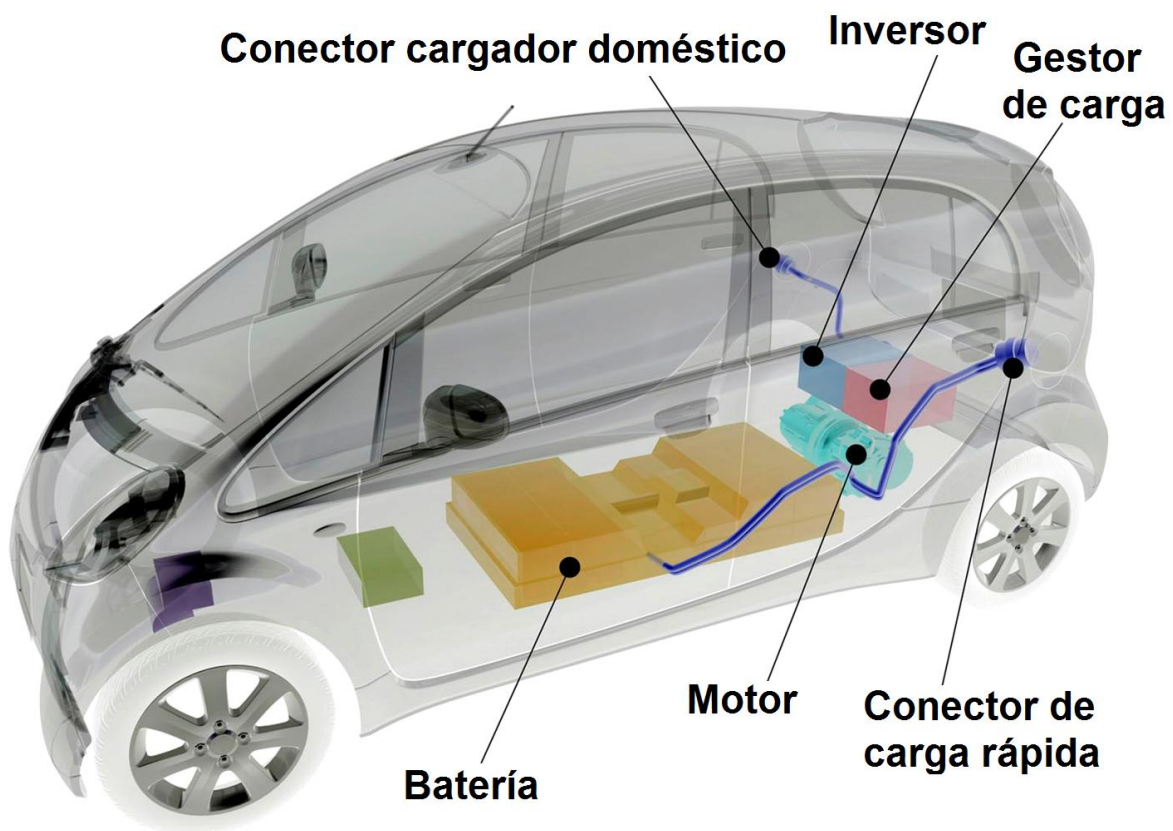


Figura 19. Ubicación de motor y elementos principales en el vehículo de ensayo

Los ensayos, tanto de la etapa uno como el de la etapa dos, se llevaron a cabo en las instalaciones del Departamento de Ingeniería Aeronáutica y Automotriz de la Universidad de Loughborough (UK). El ensayo estático para caracterizar el comportamiento del sistema se realizó en una cámara semianecoica, y el ensayo dinámico, se llevó a cabo en un banco de rodillos (*Figura 20*) que se instrumentó especialmente para este ensayo.

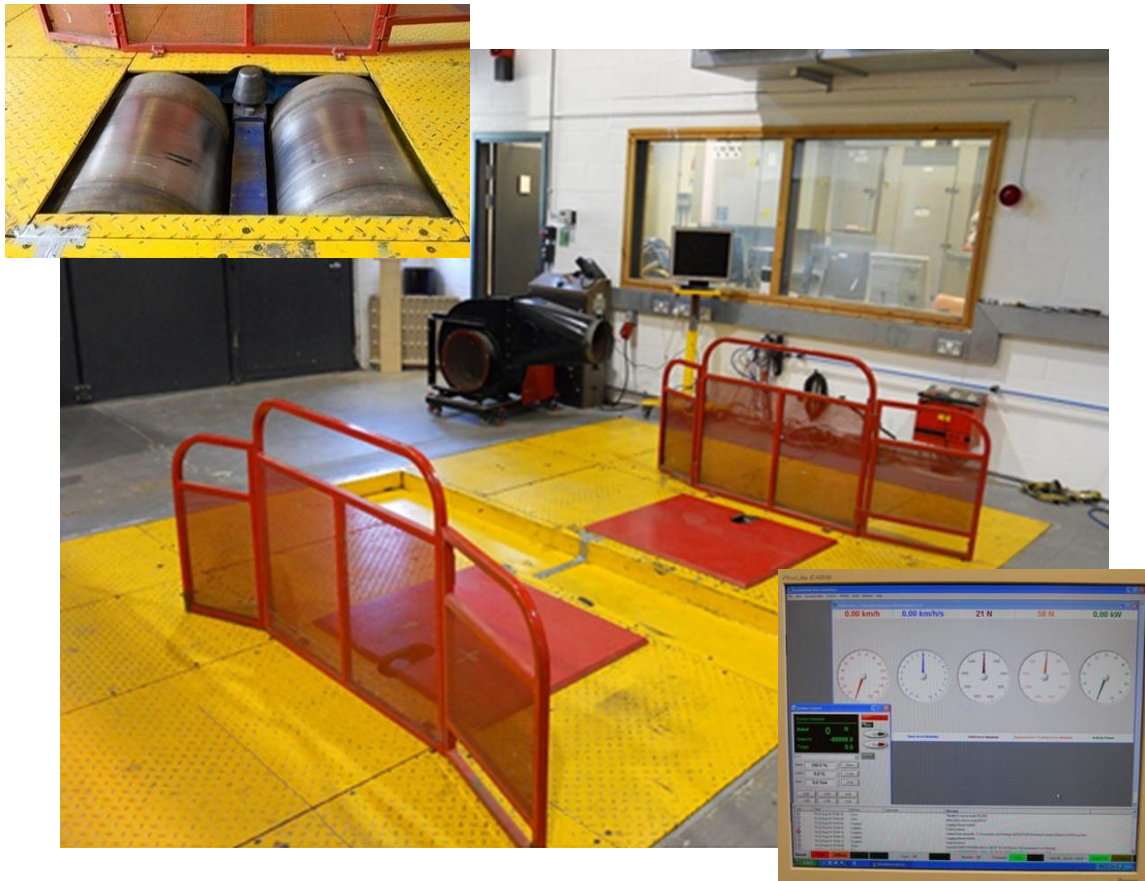


Figura 20. Banco de rodillos utilizado para el ensayo dinámico

El equipo empleado para adquisición de datos consistió en un micrófono de campo libre, marca Briel & Kjaer tipo 4189 para captar el sonido en el interior del vehículo, y ocho acelerómetros piezoeléctricos pre-amplificados marca Briel & Kjaer tipo 4517 (*Figura 21*) para registrar la vibración en los puntos designados.

Estos dispositivos de registro se conectaron a una tarjeta de adquisición de datos marca National Instruments, modelo NI cDAQ-9178 que incorporaba tres tarjetas de entrada analógica tipo NI-9233, de cuatro canales cada una (*Figura 22*). Estas tarjetas tienen la ventaja de contar con acondicionadores de señal embebidos para evitar interferencias.



Figura 21. Ejemplo de micrófono y acelerómetro empleados en los ensayos



Figura 22. Tarjetas de adquisición de datos empleada en los ensayos

La gestión de la información generada por el sistema de adquisición de datos descrito se realizó a través de dos aplicaciones, creadas específicamente para este propósito, programadas con el paquete de software LabVIEW. Estas aplicaciones fueron las responsables de manejar la adquisición de datos durante el ensayo mediante una interfaz de usuario, verificar la validez de los datos adquiridos mostrando un mapa espectral de las señales, y por último crear un archivo Excel con todos los datos, en las unidades adecuadas, para su posterior post-procesado en Matlab.

La primera aplicación se muestra en la *Figura 23*. En ella se observa como las señales son guardadas en un archivo tal y como son registradas en el sistema de adquisición de datos, y además se crean una serie de gráficos para mostrar cada señal adquirida en la interfaz de usuario asociada (*Figura 24*), creada para controlar el ensayo señalando el comienzo del ensayo y el tiempo de medición.

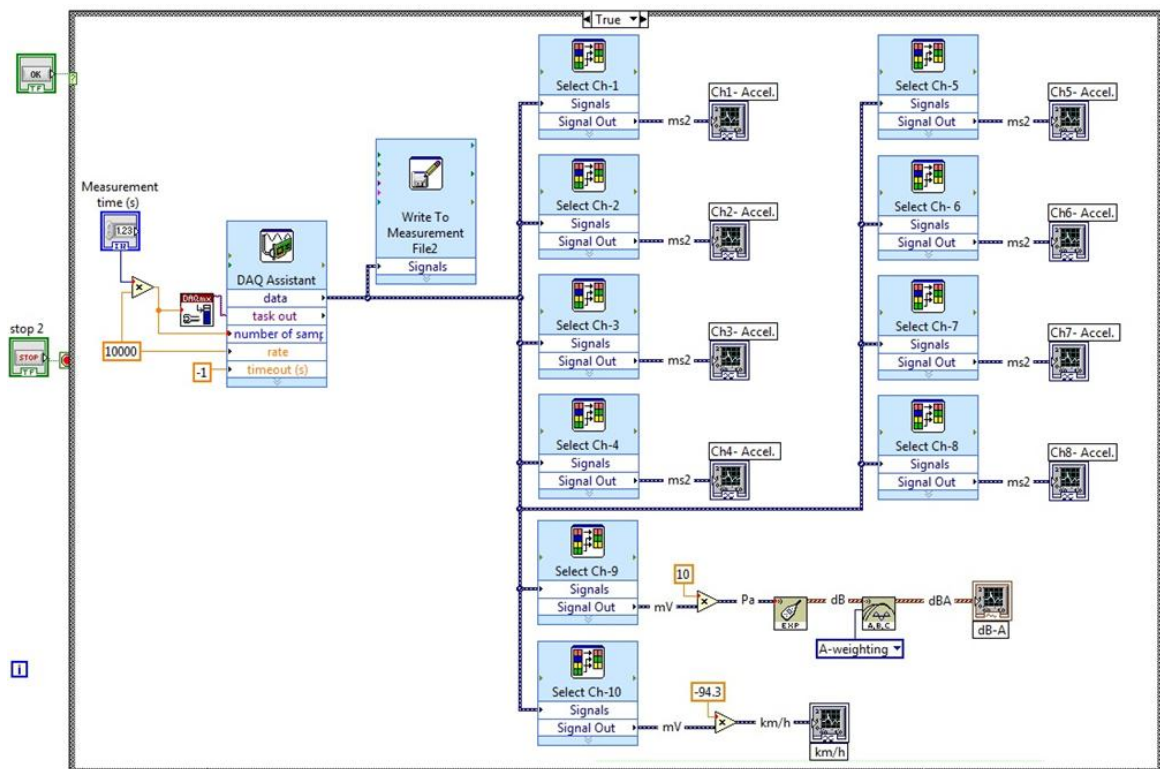


Figura 23. Aplicación para adquisición de datos durante el ensayo dinámico

Una vez terminado el ensayo, y comprobada la validez de los datos, una segunda aplicación se encarga de generar el archivo Excel con el que Matlab trabajará siguiendo la metodología descrita para obtener los resultados.

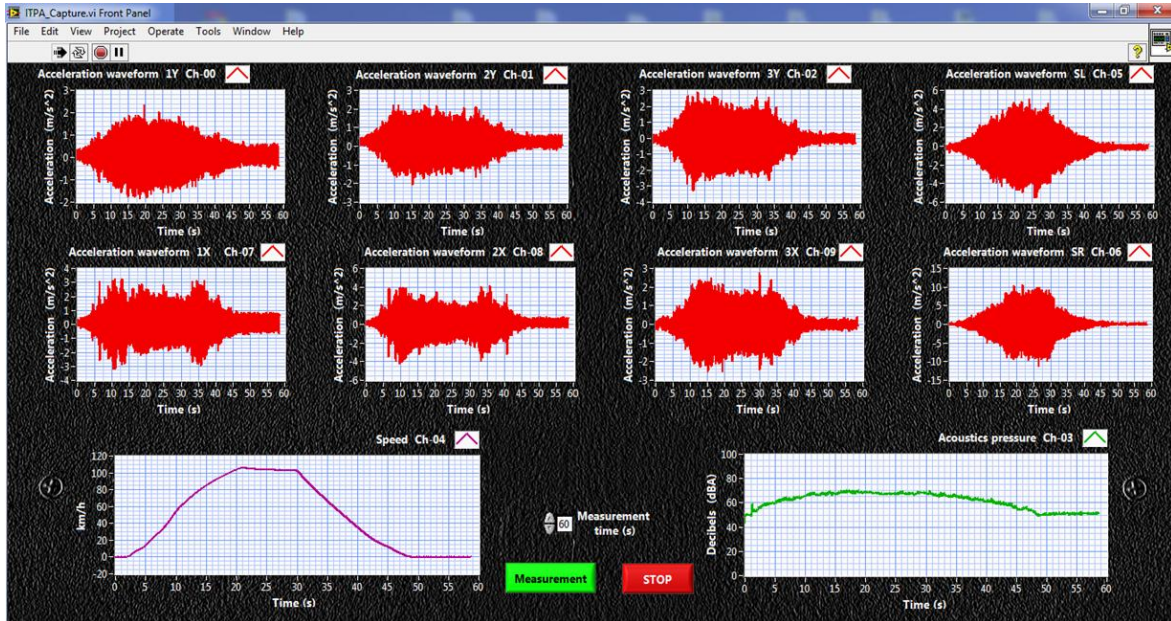


Figura 24. Interfaz de usuario creada para controlar el ensayo dinámico

4.2.2 Instrumentación

Para obtener una señal de velocidad con precisión suficiente, bajo la cubierta del banco de rodillos, se instaló un vibrómetro laser rotacional (Figura 25).

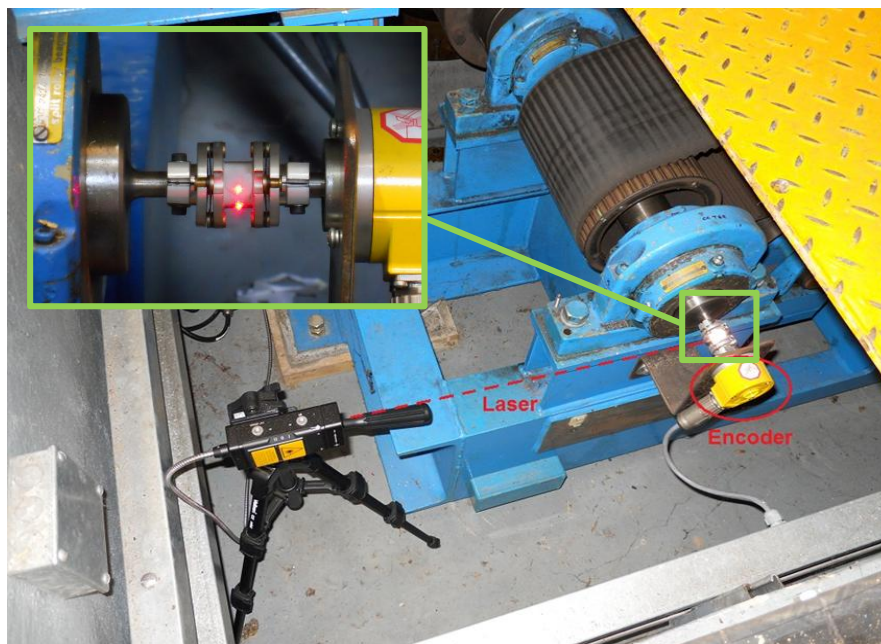


Figura 25. Instalación de vibrómetro rotacional bajo el piso del banco de rodillos

La instalación de este equipo, marca Polytec RLV-5500, fue necesaria ya que no se puede realizar una correcta identificación de los armónicos presentes en las señales registradas si la información de la velocidad a la que está girando el sistema no es correcta.

Los datos obtenidos del encoder instalado en el banco arrojaron desviaciones de cerca de $\pm 8\%$ sobre la velocidad real, por lo que se decidió la instalación de este equipo de alta precisión con desviaciones por debajo del $\pm 0,5\%$ y una sensibilidad inferior a 0,1 km/h. De este modo, la salida del vibrómetro se incorporó como otra entrada en el sistema de adquisición de datos para indicar la velocidad del vehículo en kilómetros por hora, tal y como se puede ver en la parte inferior de la *Figura 23*.

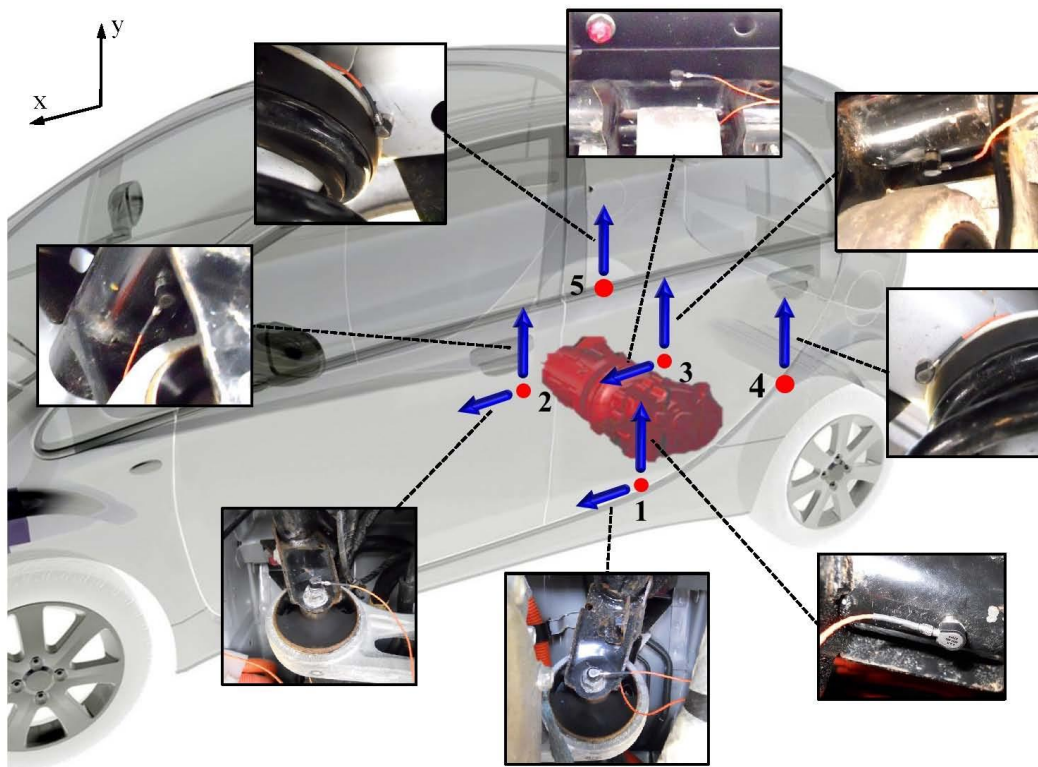


Figura 26. Posiciones de instalación de los acelerómetros

A la hora de seleccionar las rutas de transmisión principales a tener en cuenta para este estudio se ha mantenido el orden de prioridad seguido por la mayoría de los investigadores en este campo [2] [3] [7] [34] [50] [57].

Dado que se dispone de ocho acelerómetros uniaxiales para registrar la aceleración de cada ruta, se han instalado seis en los tres soportes principales del tren motriz (direcciones axial

y vertical) y dos en los puntos de apoyo de las suspensiones traseras (eje motriz, correspondiente a la ubicación del motor) en dirección vertical. La *Figura 26* presenta los acelerómetros colocados en sus ubicaciones, y las direcciones de medida.

Los detalles de las diferentes localizaciones de los acelerómetros, la dirección y el sentido de medida, y su correspondencia con las rutas de transmisión definidas en este estudio se muestran en la tabla 1.

Tabla 1: Correspondencia entre posiciones de los acelerómetros y rutas de transmisión

Ruta	Localización	Posición	Dirección
1	Soporte motor (Izquierdo)	1	Vertical (y)
2	Soporte motor (Derecho)	2	Vertical (y)
3	Soporte motor (Trasero)	3	Vertical (y)
4	Suspensión izquierda	4	Vertical (y)
5	Suspensión derecha	5	Vertical (y)
6	Soporte motor (Izquierdo)	1	Axial (x)
7	Soporte motor (Derecho)	2	Axial (x)
8	Soporte motor (Trasero)	3	Axial (x)

El ruido percibido en el interior del habitáculo se registra como presión sonora a través del micrófono, cuya ubicación se realizó conforme a la norma ISO 5128:1980 [27] (*Figura 27*). Dicha norma establece las medidas a las que debe colocarse el micrófono para poder considerar que el sonido captado es equivalente al recibido por el conductor del vehículo.

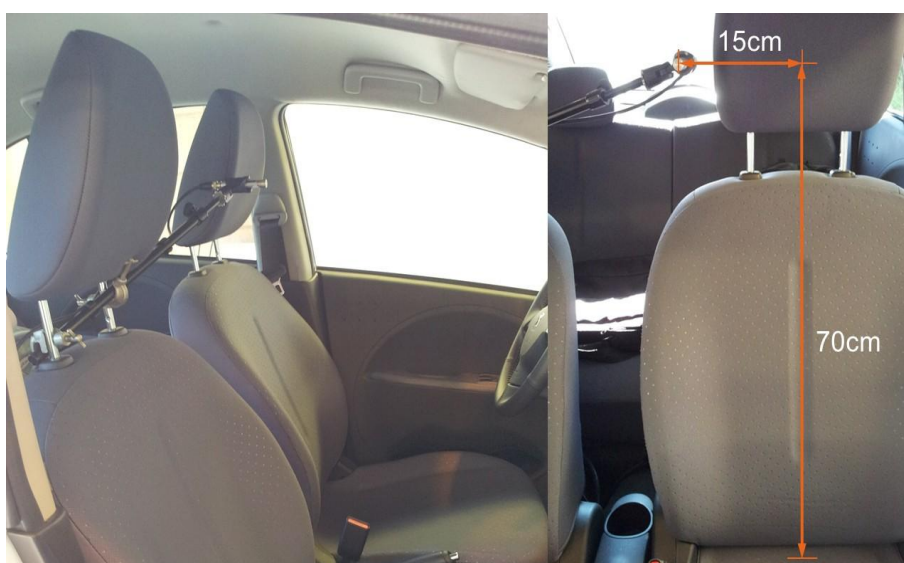


Figura 27. Ubicación del micrófono dentro del habitáculo

Una vez instalada y comprobada toda la instrumentación en el vehículo, y en las instalaciones, se comenzó a realizar pruebas previas de ambos ensayos, al objeto de adquirir práctica, tanto en el manejo de la clapeta dentro del vehículo, como en la conducción sobre el banco de rodillos para conseguir una rampa de 0 a 100 km/h lo más rectilínea posible.

4.2.3 Implementación del ensayo estático

Para la realización de esta prueba, la clapeta se situó verticalmente sobre el asiento del conductor, asegurando así que el origen de la fuente de ruido esté lo más cerca posible de la posición del conductor. El encargado de accionar la clapeta operaba la misma desde el asiento trasero, protegido detrás del respaldo del asiento del conductor, para minimizar, la interferencia con la propagación del sonido dentro del automóvil. Un detalle de la posición relativa de la clapeta respecto del micrófono se muestra en la *Figura 28*.

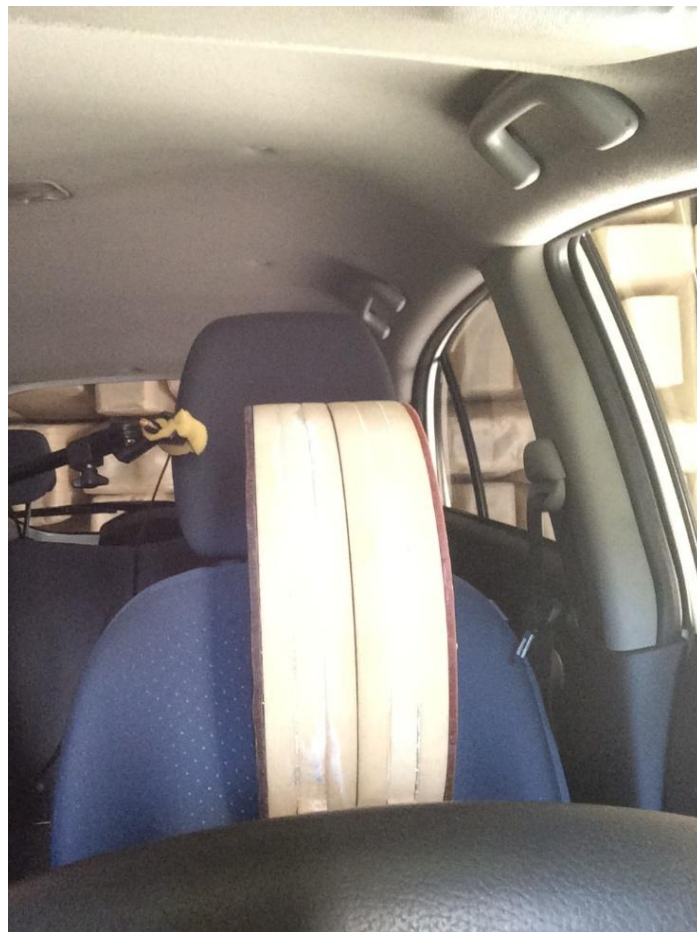


Figura 28. Detalle de la posición de la clapeta en el interior del vehículo

Con el fin de evitar la influencia de cualquier efecto de rebote acústico, a través de la carrocería o ventanillas, o la influencia indeseada de cualquier fuente externa al vehículo, el automóvil se ubicó para este ensayo dentro de una cámara semianecoica (*Figura 29*).



Figura 29. Vehículo en la cámara semianecoica para el ensayo estático

Se realizaron una serie de pruebas estáticas, utilizando la clapeta para introducir una presión acústica dentro del automóvil, cerca de la posición del conductor. La presión acústica $\rho_{st_j}(t)$ y las correspondientes aceleraciones producidas $a_{st_ji}(t)$ en los puntos definidos fueron registradas. En la *Figura 30* se muestra un ejemplo de los datos obtenidos en un ensayo estático, a partir de un impacto de la clapeta.

Para el cálculo de la función de transferencia de ruido H_{st} se utiliza el método de matriz inversa en la *ecuación (7)*, por tanto, interesa obtener una matriz de aceleraciones cuadrada para ser más fácilmente invertible. Dado que se han considerado ocho rutas de transferencia distintas, se requieren, al menos, datos de ocho ensayos diferentes con la clapeta.

No obstante, para evitar posibles errores debidos a la manipulación manual de la clapeta, en lugar de ocho, se realizaron un total de cuarenta ensayos de clapeta en esta etapa. Estas pruebas se dividieron en cinco grupos para calcular los valores medios y evitar problemas de falta de repetitividad.

Por tanto, estos ocho valores medios de datos correspondientes a impactos de la clapeta fueron los seleccionados para ser introducidos más tarde en la *ecuación (7)* y determinar las diferentes funciones de transferencia de ruido H_{st_j} .

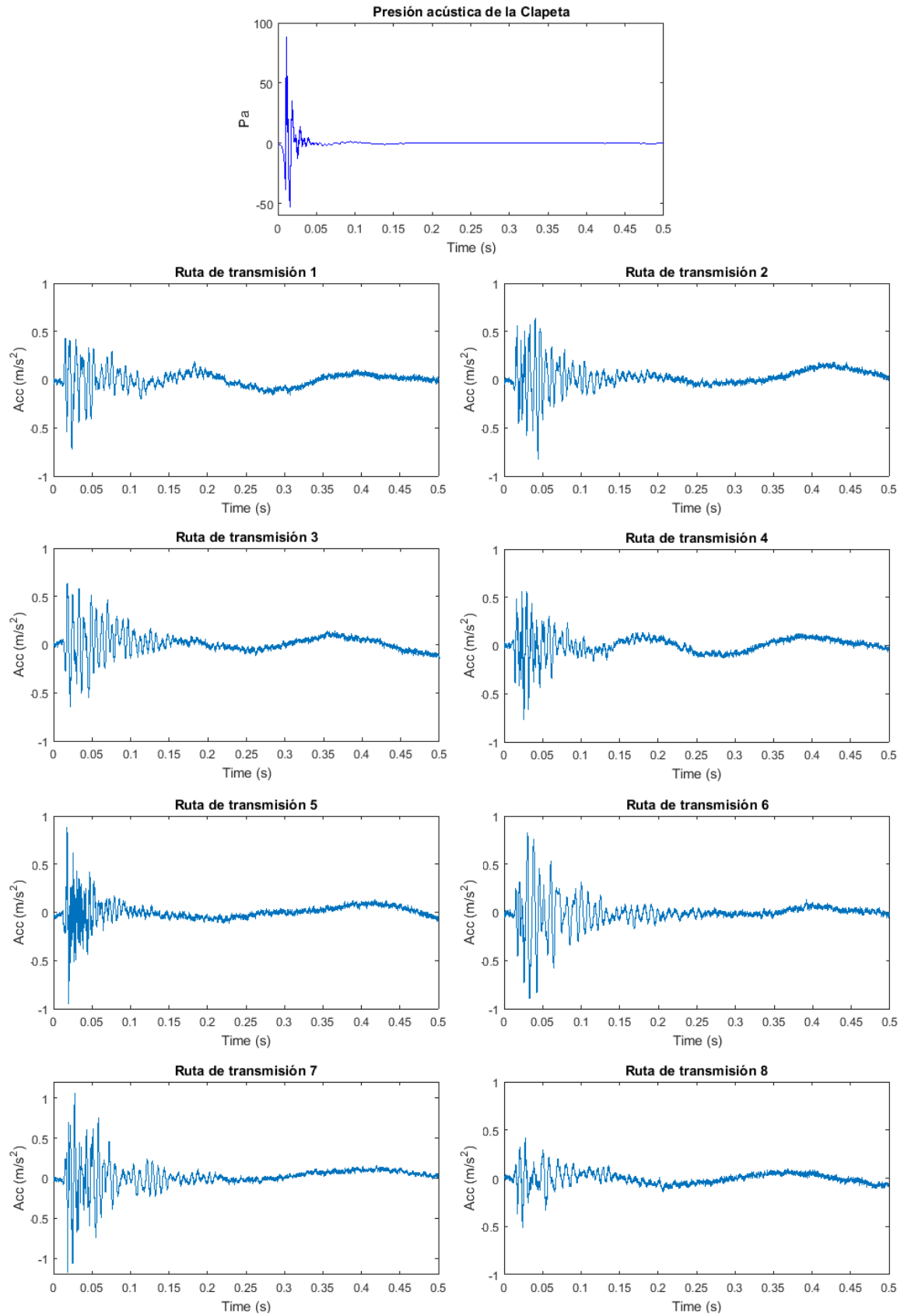


Figura 30. Ejemplo de datos grabados en el ensayo estático

4.2.4 Implementación del ensayo dinámico

La prueba dinámica del método ITPA no difiere de los test operacionales efectuados en los métodos OPA o TPA. Se trata de montar el vehículo sobre un banco de rodillos y realizar una rampa de aceleración, o deceleración, o las dos según el caso. Para este estudio se determinó una rampa de aceleración de 0 a 100 km/h, la cual se realizó intentando mantener una aceleración de 6 km/h/s (por ser la más adecuada a la potencia/prestaciones del vehículo) de la forma más constante posible.

El automóvil se aseguró en el banco de rodillos (*Figura 31*), se colocó delante un ventilador para proveer aire fresco al sistema de refrigeración, y se realizó el test de aceleración. Se registraron las aceleraciones y la presión acústica dentro de la cabina, utilizando la instrumentación ya instalada en el automóvil. Las diferentes señales registradas durante esta etapa se presentan en la *Figura 32*.

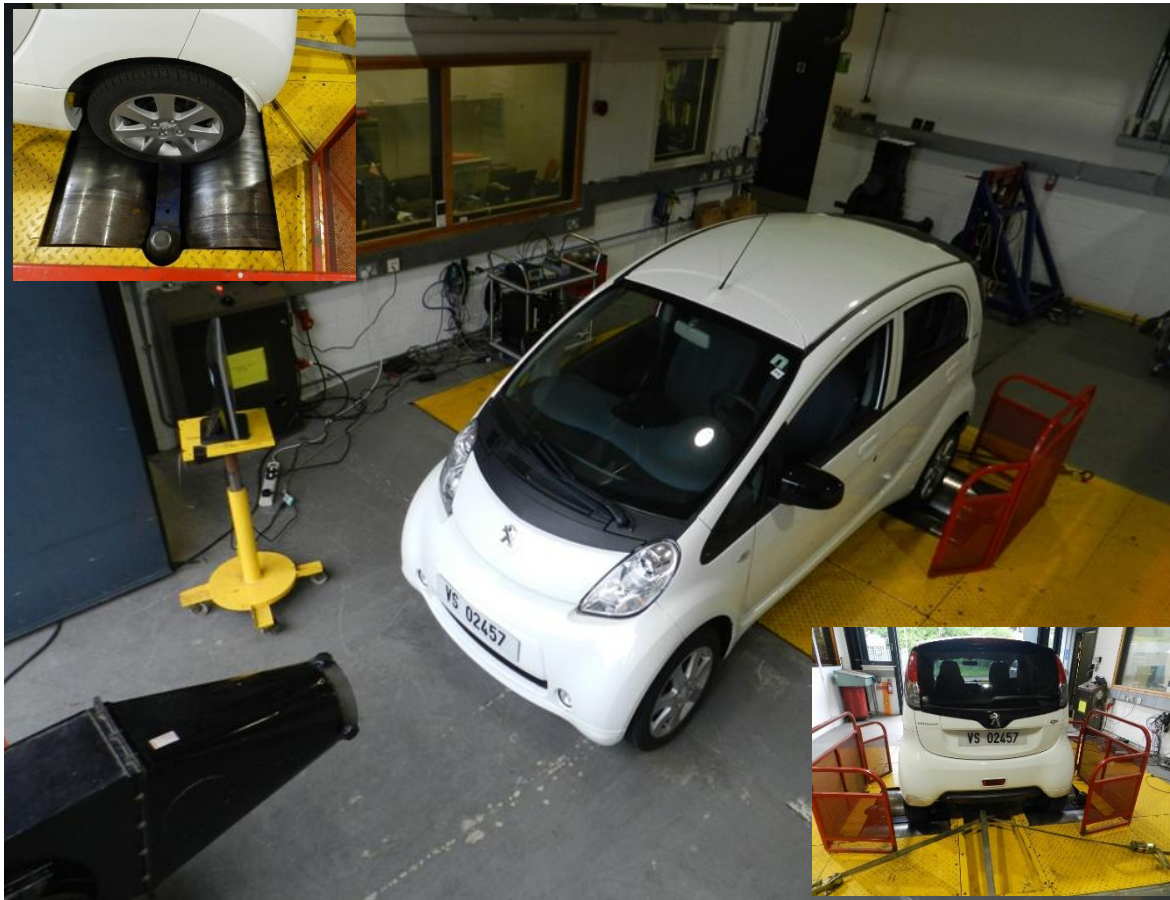


Figura 31. Vehículo fijado sobre el banco de rodillos

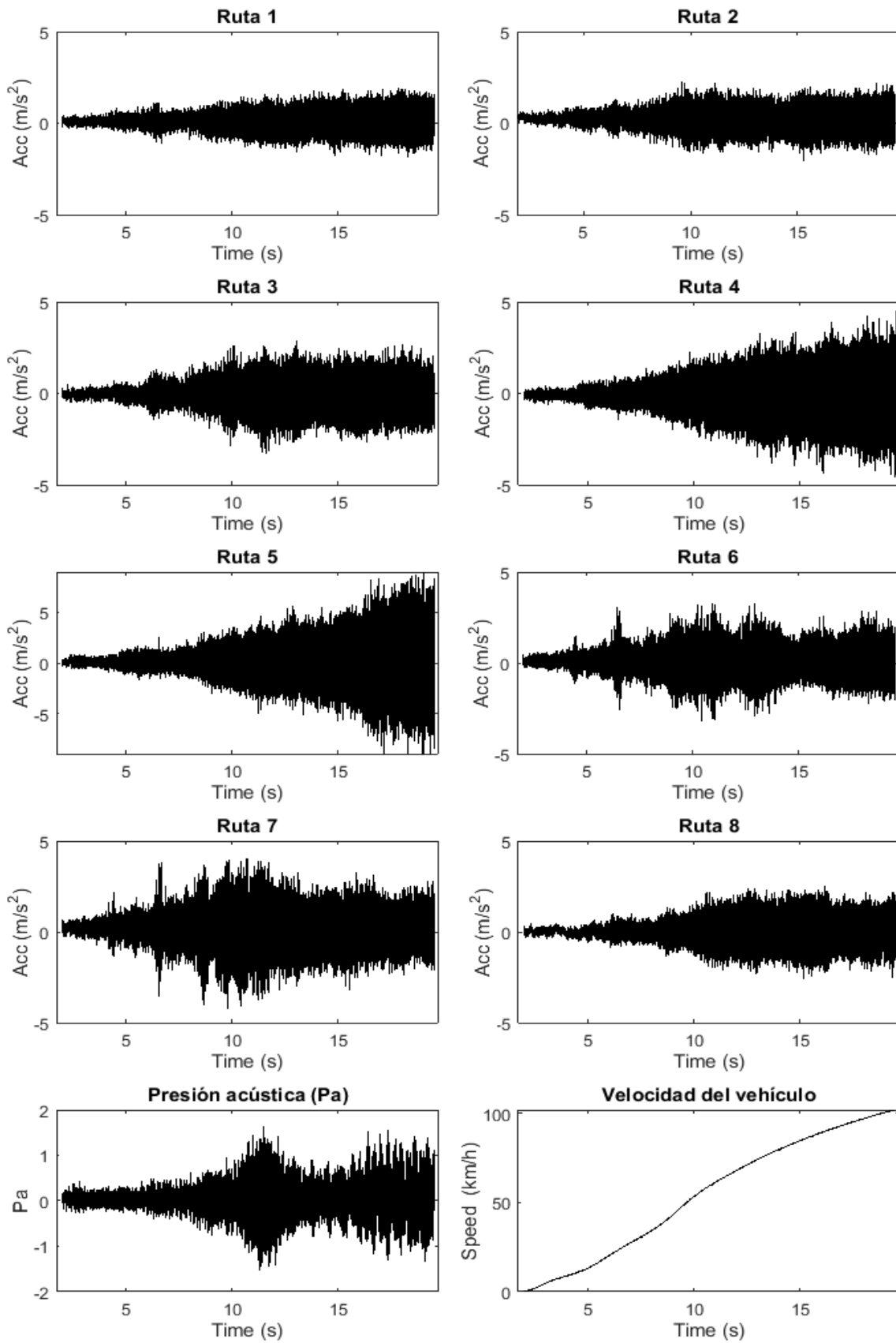


Figura 32. Señales adquiridas en ensayo dinámico

4.2.5 Cálculo de resultados

El proceso de cálculo de resultados comienza por los datos de la etapa 1, a partir de los cuales, y aplicando la *ecuación (8)* se puede obtener $H_{st}(\omega)$, es decir, la función de transferencia de ruido que contiene las funciones de transferencia de todas las rutas que componen el sistema.

Una vez realizada la importación de datos a Matlab, se obtienen las distintas funciones de transferencia, que son mostradas de forma gráfica en la siguiente *Figura 33*.

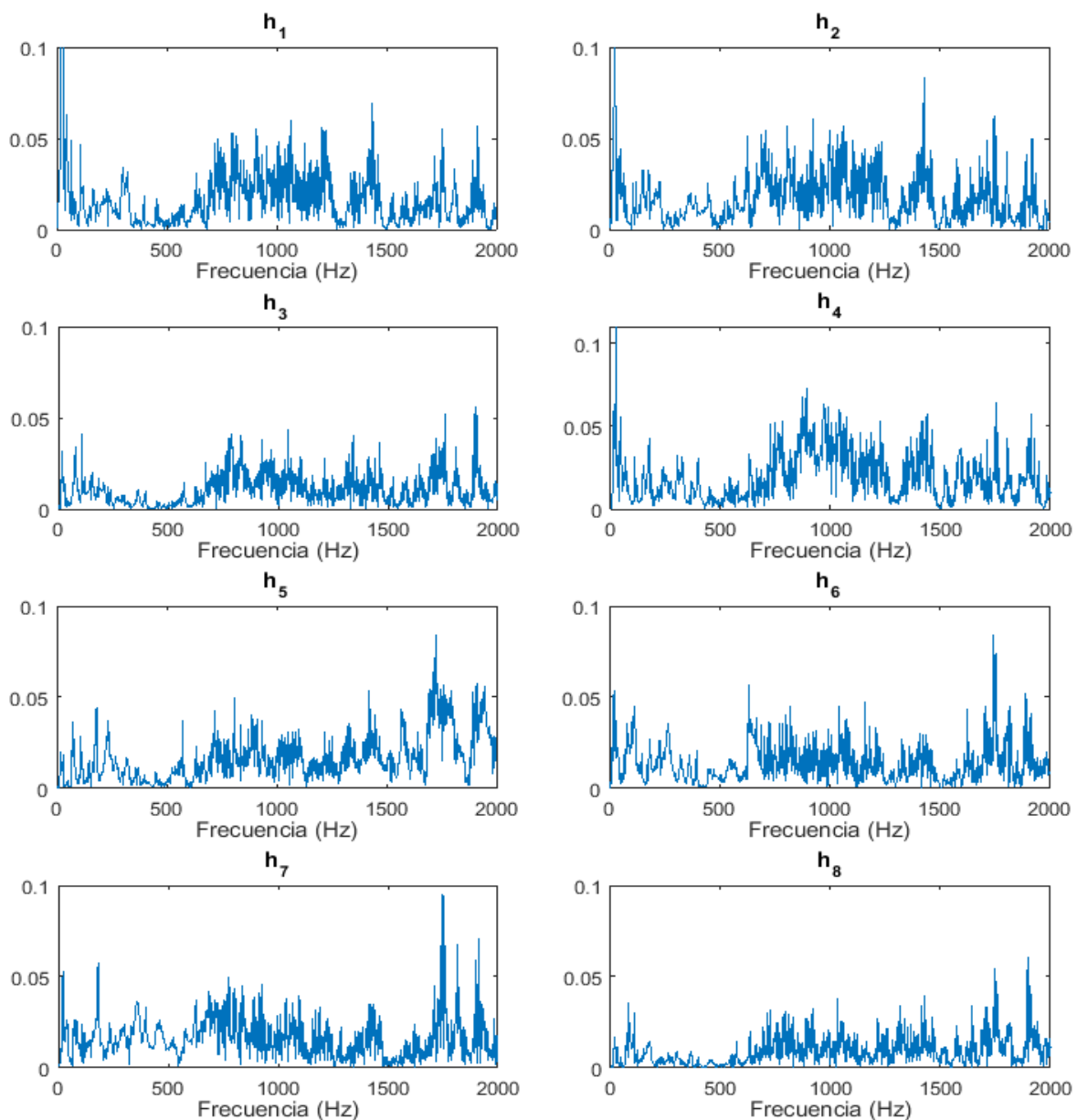


Figura 33. Funciones de transferencia de ruido

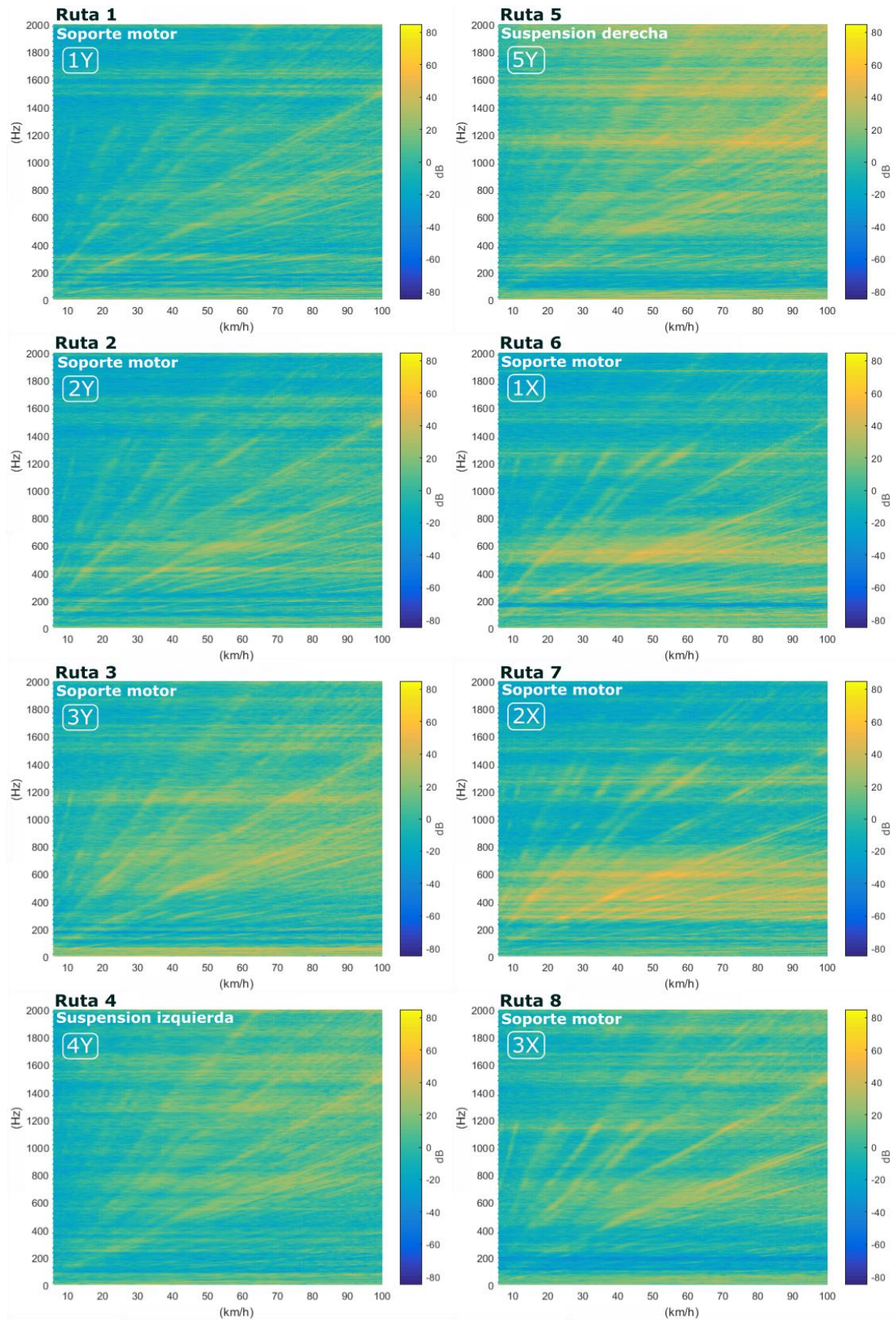


Figura 34. Contribución de ruido parcial de cada ruta de transferencia

Una vez calculadas las funciones de transferencia, se puede obtener la presión acústica calculada $p^{ITPA}(\omega)$ por el método ITPA aplicando la *ecuación (11)*. Esto permitirá determinar, no solo el ruido global percibido en la cabina, sino también identificar el comportamiento particular de cada ruta considerada y su contribución parcial al ruido de cabina, en función de la frecuencia. Las contribuciones parciales de cada ruta se muestran en la *Figura 34*, y la comparación entre el ruido total calculado y el medido durante el test operacional es mostrado en la *Figura 47*.

4.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS ITPA

Lo primero que se puede apreciar observando la *Figura 34*, es que la diferente contribución de ruido de cada ruta depende de la región de frecuencia. Las frecuencias medias y bajas (<1000 Hz) se ven más afectadas por las rutas 1^a a 3^a y las rutas 6^a a 8^a, que corresponden a los soportes del motor. La región de alta frecuencia está dominada por la influencia de las rutas 4 y 5, que son los puntos de suspensión.

De esta forma, se puede ver ya desde el principio que el motor eléctrico tiene una gran influencia en los rangos de frecuencia baja y media, mientras que las suspensiones son los elementos críticos en las frecuencias más altas. Pero en un sistema como éste, con tantos elementos diferentes en movimiento dentro de la compleja estructura de un automóvil, las conclusiones iniciales no son suficientes y es necesario un estudio más profundo de los diferentes armónicos y contribuciones de rutas.

Hay varias señales de armónicos que están presentes, en mayor o menor medida, en todos los gráficos de contribución de la trayectoria del ruido. La identificación de estos armónicos principales es crucial para una correcta interpretación del análisis NVH. Asociar cada armónico con su fuente física ayuda a identificar las rutas de transferencia de ruido más relevantes en cada caso, y las posibles soluciones en caso de ser necesarias.

Para poder identificar los diferentes armónicos se necesita un conocimiento detallado de las características físicas y de funcionamiento del sistema a estudiar, en este caso del vehículo Peugeot Ion. No solo se trata de saber datos comunes como potencia, par, o diámetro de los neumáticos, sino de aspectos constructivos del motor eléctrico, número de dientes de los

piñones y coronas de la transmisión, etc., ya que todos estos elementos influirán en los armónicos producidos por el conjunto eléctrico mecánico en su rotación.

En el vehículo objeto de este estudio, el sistema físico es un tren motriz compuesto por un motor eléctrico (ME) acoplado a una transmisión. El motor eléctrico tiene 4 pares de polos y 16 bobinas distribuidas a lo largo de 48 canales del estátor. El sistema de transmisión consta de dos pares de engranajes, con un eje intermedio. El primer par de engranajes está compuesto por un piñón de 25 dientes que gira en conjunto con el motor y una rueda dentada de 42 dientes que gira con el eje intermedio. El segundo par de engranajes incluye un piñón de 18 dientes en el eje intermedio y una rueda de engranaje de 65 dientes que gira junto con el eje de las ruedas.

Varios armónicos serán esperables dentro de este sistema. El primer armónico en el sistema será la rotación del motor eléctrico, éste será también el que se tomará como referencia, es decir, se denominará como armónico de orden 1 y todos los demás serán referenciados en función de éste. Por tanto, los armónicos debidos a los pares de polos del rotor (4), los polos del rotor (8), las bobinas del estátor (16) y las abolladuras del estátor (48) deben estar presentes como órdenes 4, 8, 16 y 48 respectivamente. Como se describe en la *ecuación (13)*, a cada vuelta del motor se tendrá, por ejemplo, 8 pulsaciones de polos del motor (4 pares de polos=8 polos), lo que identifica a la fuente causante del armónico 8 como el número de polos del motor eléctrico.

$$\text{Armónico de motor eléctrico} = n^{\circ} \text{ elementos por vuelta} \quad (13)$$

Este tipo de armónicos debidos a características constructivas internas del motor eléctrico son inherentes al propio sistema físico. En la mayoría de los casos no permiten su alteración sin modificaciones mayores o, directamente, el reemplazamiento del motor eléctrico, ya que no se puede cambiar el número de polos, canales del estátor, etc., sin cambiar el propio motor.

En cuanto a los armónicos debidos a la transmisión, también deben ser identificables los órdenes 0,16, 0,6, 10,71 y 25. Esto se debe a las características físicas de los diferentes pares de engranajes que componen la transmisión, según lo dispuesto en la *ecuación (14)*.

$$\text{Armónico de transmisión} = \frac{\text{Rueda conductora}}{\text{Rueda conducida}} \cdot n^{\circ} \text{ elementos por vuelta} \quad (14)$$

Por ejemplo, el eje intermedio de la transmisión presenta el orden 0,6 ya que la relación entre éste y el motor eléctrico (orden 1) la componen un piñón de 25 dientes girando con el motor y una corona de 42 dientes girando solidaria con el eje intermedio ($25/42 = 0,6$).

Los detalles de cada relación de transmisión se muestran en la Tabla 2 para justificar la relación entre los diferentes armónicos y el número de orden con que pueden ser observados en los mapas espectrales de ruido.

Tabla 2: Principales armónicos presentes en el vehículo

Origen	Armónicos	Justificación	Numero de orden
Mecánico	Mecánico: Ruedas (Dos pares de engranajes)	$(25/42) \times (18/65)$	0,16
Mecánico	Eje intermedio de transmisión (1 ^{er} par de engranajes)	$(25/42)$	0,6
Eléctrico	Rotación motor eléctrico (Orden de referencia)	-	1
Eléctrico	Número de pares del polos del ME (4)	4×1	4
Eléctrico	Número de polos del ME (8)	8×1	8
Mecánico	Piñón del segundo par de engranajes	$(25/42) \times 18$	10,7
Eléctrico	Número de bobinas del ME (16)	16×1	16
Mecánico	Piñón del primer par de engranajes	25×1	25
Eléctrico	Número de canales en estátor del ME (48)	48×1	48

En la *Figura 35* se muestra la presión acústica total calculada, donde el mapa espectral frecuencia-velocidad-presión acústica $\rho^{ITPA}(\omega)$ presenta una forma similar a las trayectorias individuales, pero con niveles más altos de presión acústica.

Los armónicos número 4 y superiores son fácilmente identificables en la *Figura 35*, y se han indicado superpuestos sobre el mapa espectral. El hecho de que los armónicos previstos del sistema físico estudiado (vehículo) coincidan con armónicos presentes en el mapa espectral es un buen indicador acerca de la precisión del método aplicado.

La *Figura 36* presenta una ampliación de la zona de frecuencias inferior a 100 Hz para poder estudiar con más detalle los primeros armónicos del sistema. Los tres primeros órdenes (0.16, 0.6 y 1) son claramente identificables a esta escala.

Es muy notorio el efecto del giro las ruedas, armónico 0,16, que son con diferencia el elemento con más inercia y desequilibrios de todo el conjunto moto-propulsor. Esto origina que no solo esté presente el primer armónico del orden 0,16 sino que destacan claramente el segundo, tercero, quinto y superiores. Este comportamiento no solo no es un problema, sino que es una característica normal en este tipo de sistemas complejos [2].

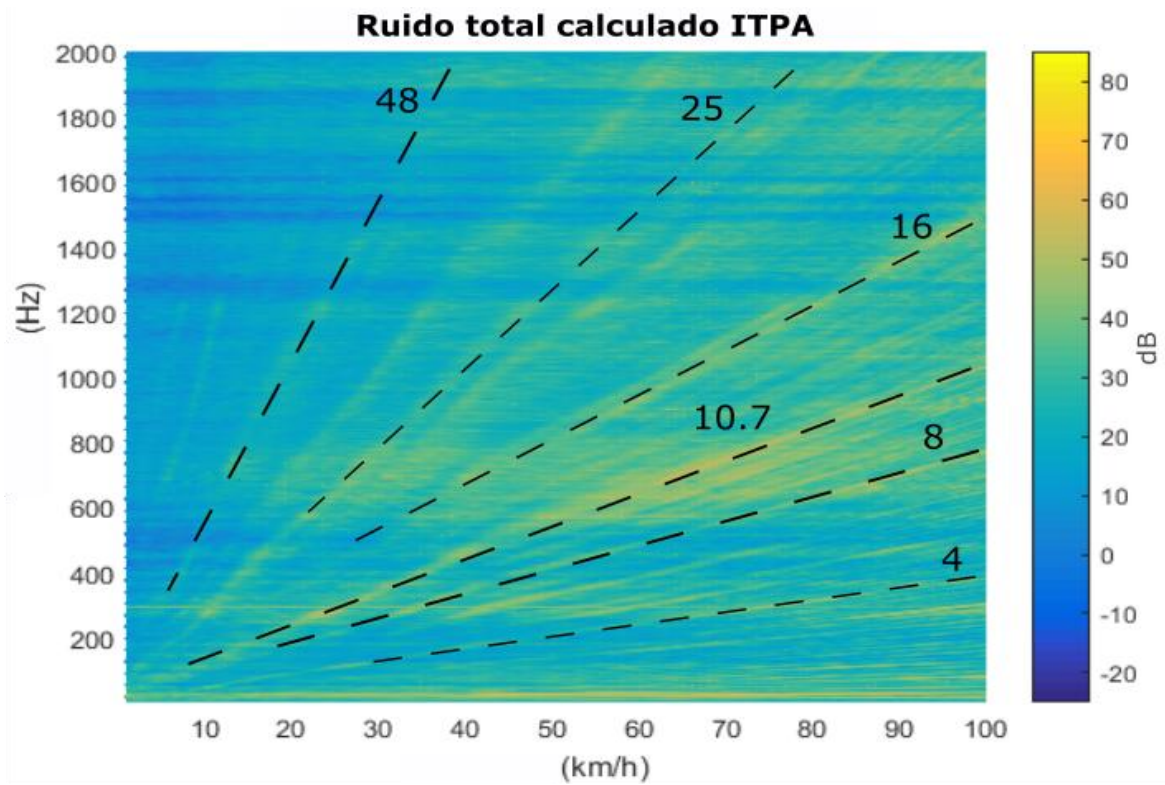


Figura 35. Presión sonora calculada ITPA

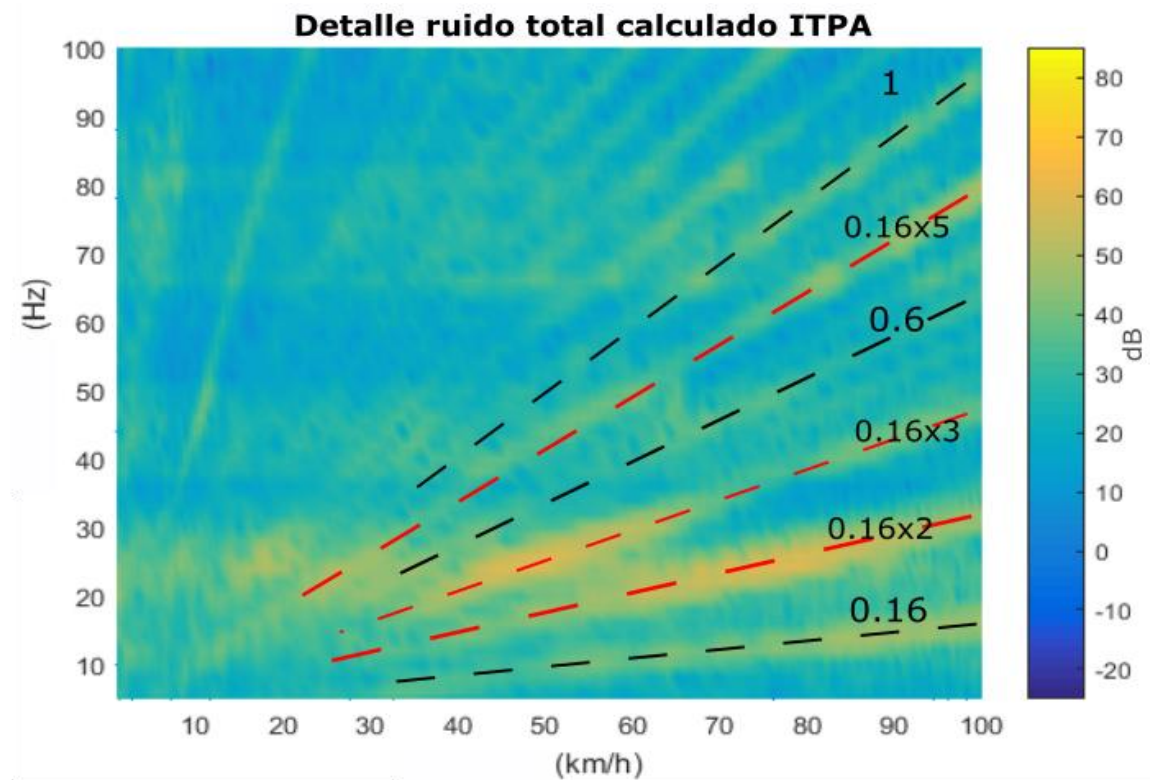


Figura 36. Detalle de bajas frecuencias de la presión sonora calculada ITPA

La identificación de las rutas predominantes es fundamental para que una evaluación del ruido se convierta en una herramienta útil. Esto permite definir los elementos relevantes dentro del sistema, lo cual es necesario para mejorar la respuesta al ruido y vibracional de un sistema.

Para poder efectuar la identificación de los diferentes órdenes en los mapas espectrales se han necesitado las medidas de las ruedas traseras del vehículo, con unas dimensiones de 175/55 R15, un diámetro de 573,5 mm y un desarrollo por revolución de 1746 mm.

De esta forma se puede calcular dónde debe aparecer cada armónico. Por ejemplo, a 100 km/h se recorren aproximadamente 27,78 metros cada segundo. Por tanto, si se dividen los metros recorridos en un segundo por el desarrollo de las ruedas traseras del vehículo se obtiene el número de revoluciones que efectúa la rueda en un segundo, o lo que es lo mismo, los hertzios a los que gira la rueda.

Esto arroja $27,78/1,746 = 15,9$ Hz, y es justo ahí donde se puede ver el armónico de las ruedas en la *Figura 36* (orden 0,16).

El resto de armónicos se obtiene de manera similar. Por ejemplo, para el armónico de referencia, o armónico de orden 1 correspondiente a la rotación del motor eléctrico, sería cuestión de obtener las vueltas de la rueda y multiplicarlas por las relaciones de los dos pares de engranajes intermedios. Si se quiere obtener el armónico correspondiente a los polos del motor, no hay más que multiplicar las frecuencias (Hz) del motor por el número de polos existentes. Las *ecuaciones (15), (16) y (17)* muestran las frecuencias (Hz) a las que se deben encontrar los armónicos correspondientes al motor, el del número de polos y el del piñón del segundo par de engranajes, respectivamente órdenes 1, 8 y 10,7, para una velocidad de 100 km/h.

$$\text{Orden } 1_{100\text{km/h}} = \frac{27,78 \text{ m/s}}{1,746 \text{ m}} \cdot \frac{42}{25} \cdot \frac{65}{18} = 96,5 \text{ Hz} \quad (15)$$

$$\text{Orden } 8_{100\text{km/h}} = 96,5 \cdot 8 = 772 \text{ Hz} \quad (16)$$

$$\text{Orden } 10,7_{100\text{km/h}} = 96,5 \cdot \frac{25}{42} \cdot 18 = 1034 \text{ Hz} \quad (17)$$

Una vez calculados las frecuencias de cada armónico se pueden comprobar fácilmente los órdenes, ya que, si se dividen por las frecuencias a las que gira el motor, ya que se tomó

como referencia de orden 1, se obtendrá directamente el número de orden. Por ejemplo, el orden correspondiente al giro de las ruedas: $15,9/96,5=0,16$.

No obstante, en un análisis NVH el estudio de las rutas críticas o más relevantes requiere un estudio más profundo de los órdenes presentes en el sistema. Por tanto, es preciso también analizar cada orden individualmente, comparando la contribución de cada una de las rutas de transmisión para ese orden en particular. Se trata del equivalente a dar un hipotético corte al mapa espectral de presión sonora, a ambos lados de la línea correspondiente al orden requerido, y analizar cuál es la contribución de cada ruta de transferencia, para cada frecuencia, justo en esa estrecha franja. La *Figura 37* muestra el ejemplo de la franja de seguimiento efectuado para el análisis del orden 10,7.

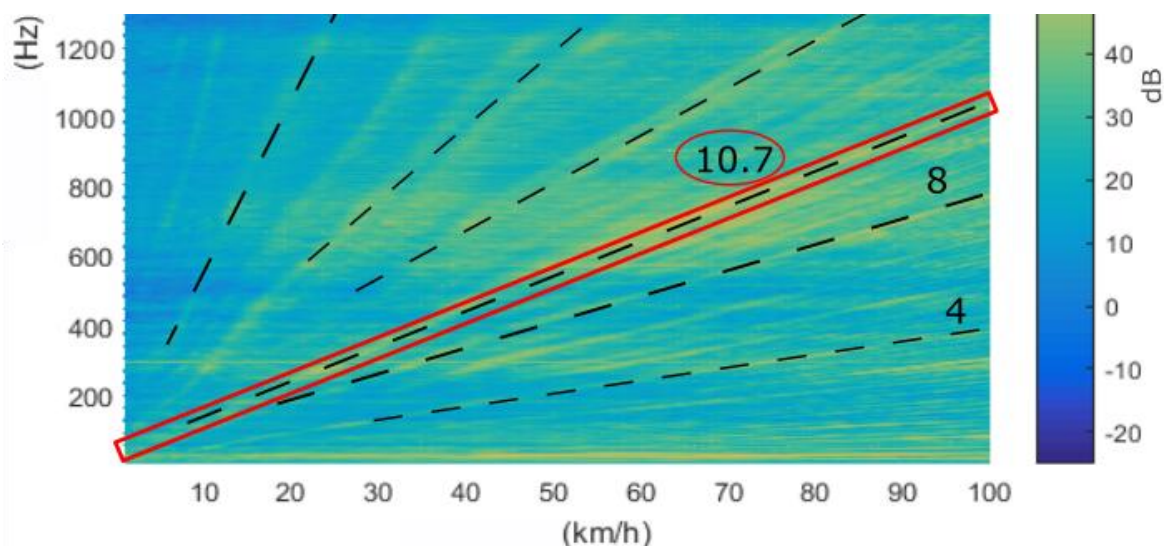


Figura 37. Ejemplo de franja de seguimiento para el análisis de órdenes

El resultado es una nueva serie de gráficas en el dominio de la frecuencia, siguiendo de cerca las líneas de los principales armónicos, en las que se mostrarán ocho bandas diferentes, una para indicar la presión sonora que cada ruta está aportando, otra con la suma de todas las anteriores, y una última banda, para comparar, con la presión sonora medida con el micrófono durante la prueba operacional.

Las *Figuras 38-46* presentan los niveles de presión acústica en dB (SPL) calculados de cada ruta, para cada armónico principal identificado en el sistema. El SPL total calculado ("Sum") y el SPL total medido ("Med") se incluyeron en la parte inferior de los gráficos, como referencia.

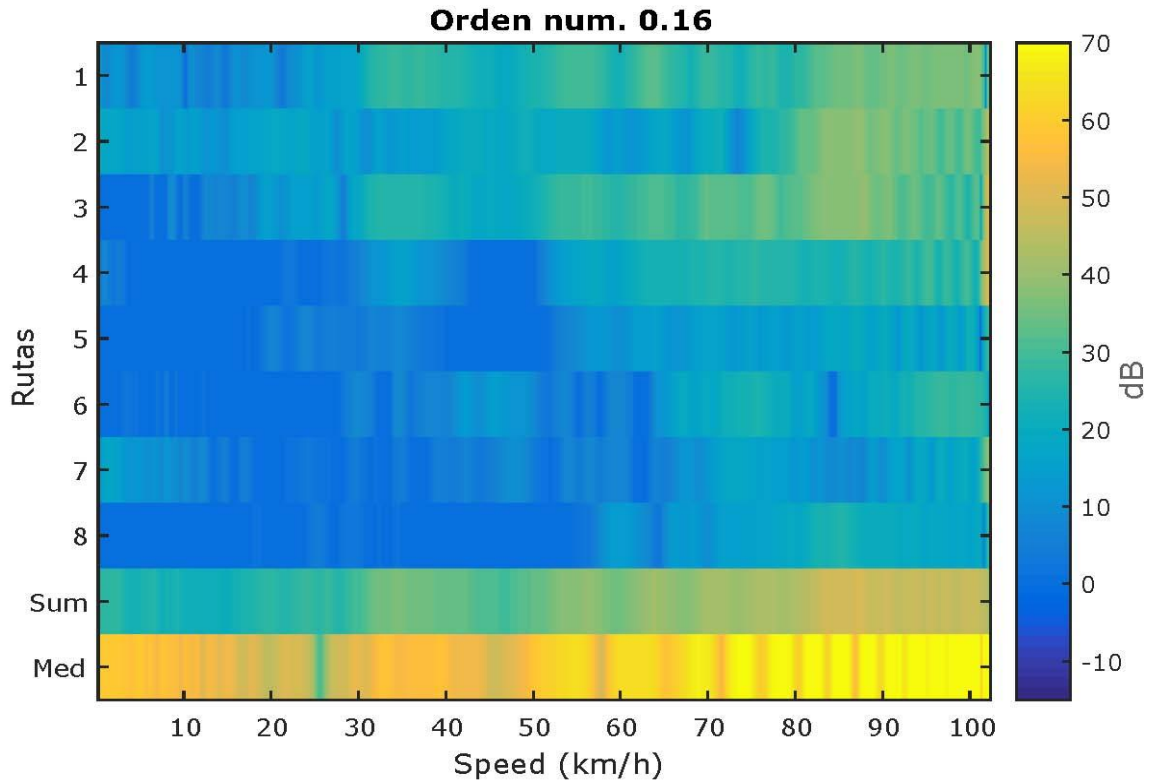


Figura 38. Presión acústica orden 0,16

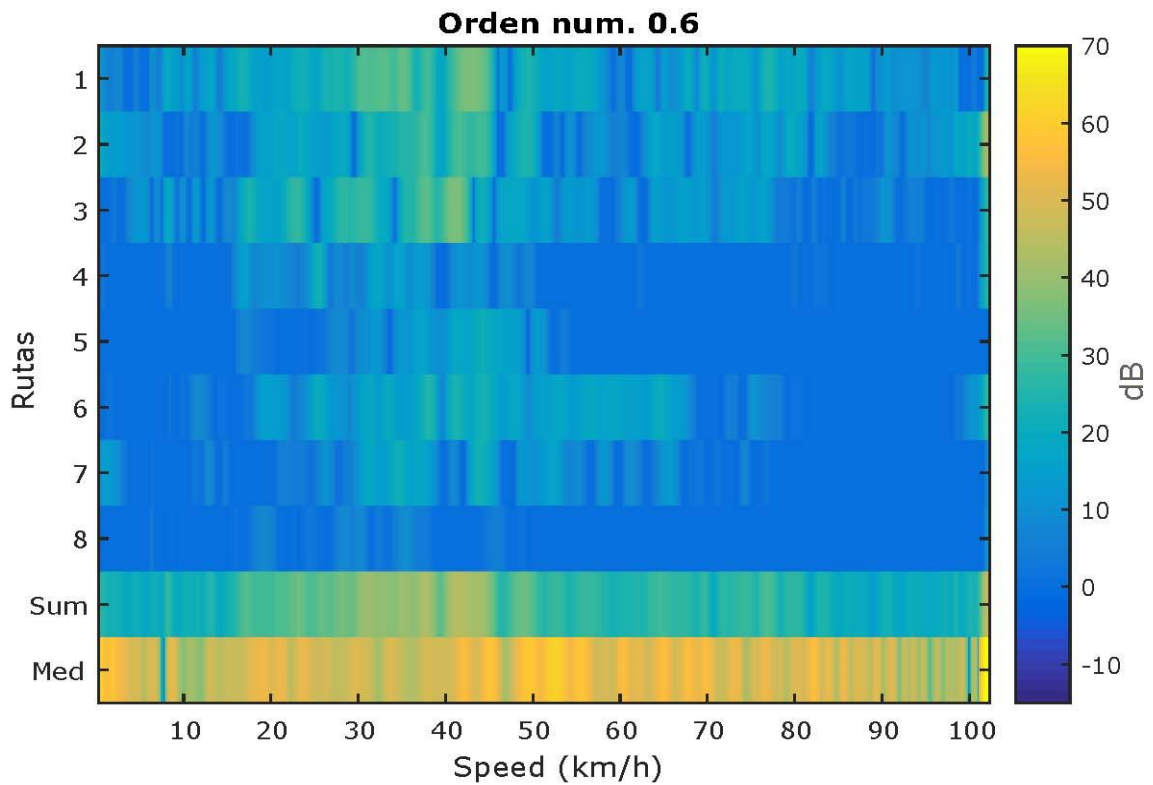


Figura 39. Presión acústica orden 0,6

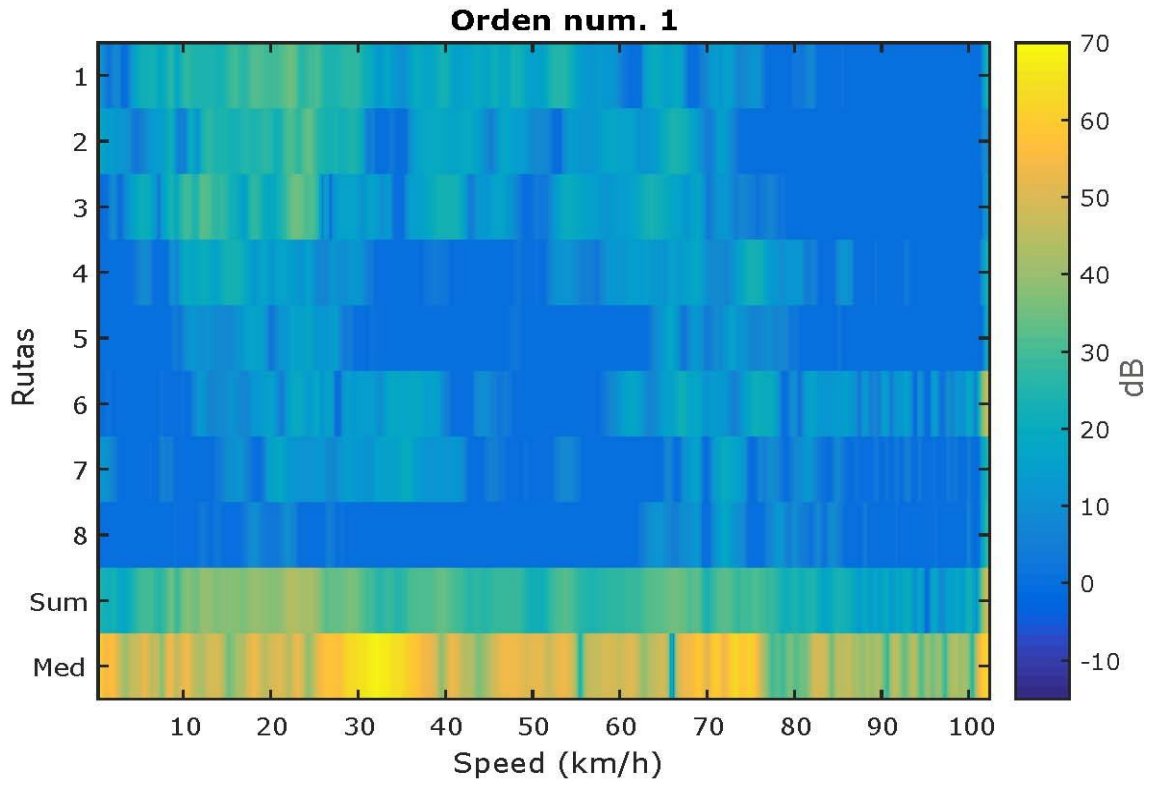


Figura 40. Presión acústica orden 1

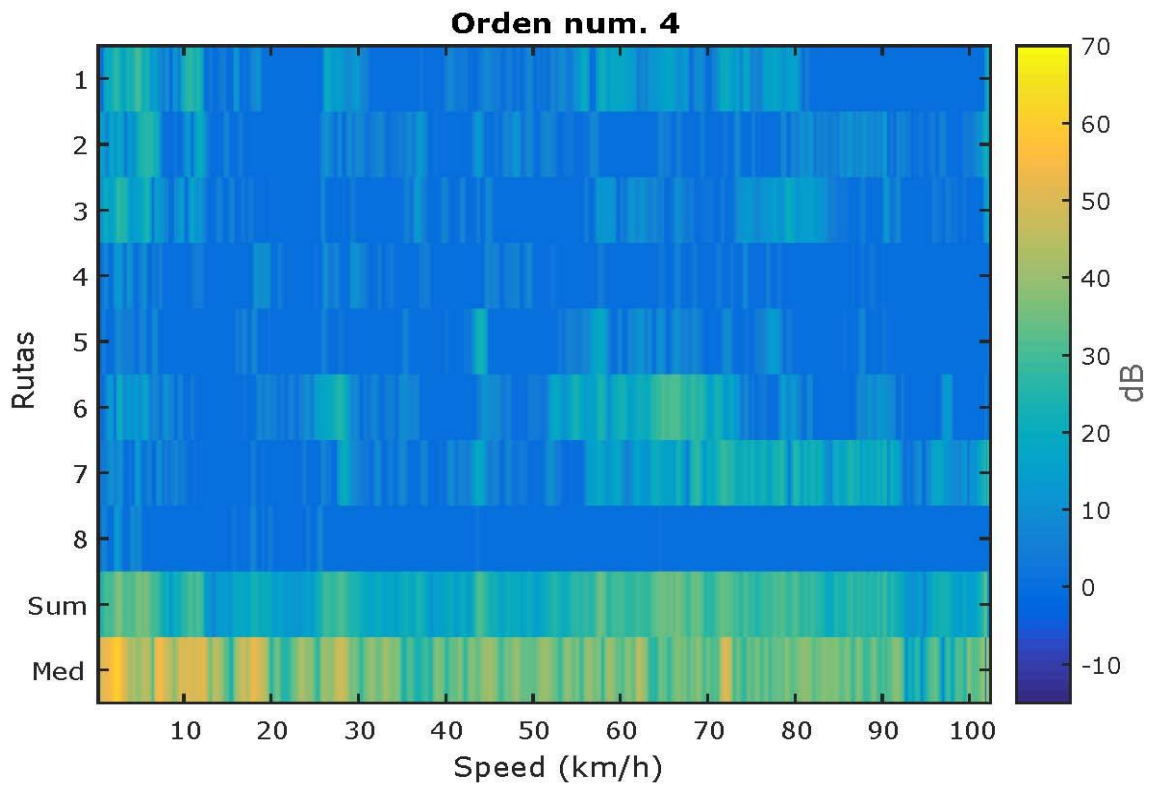
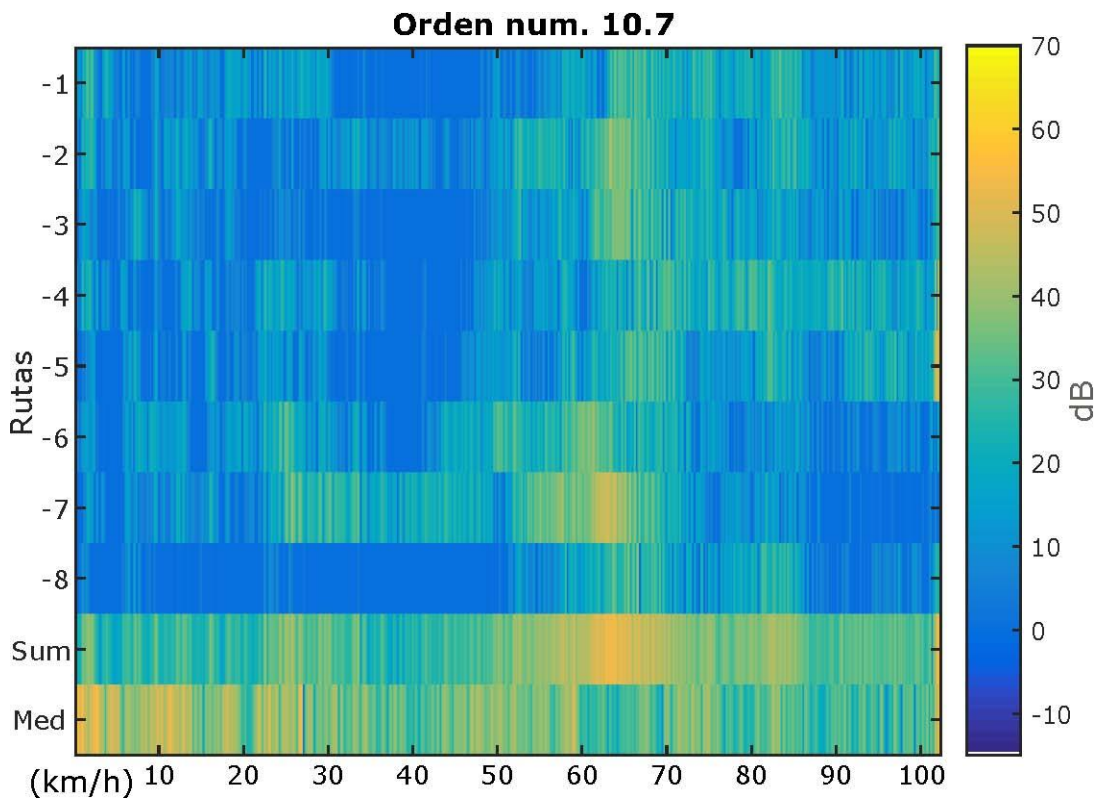
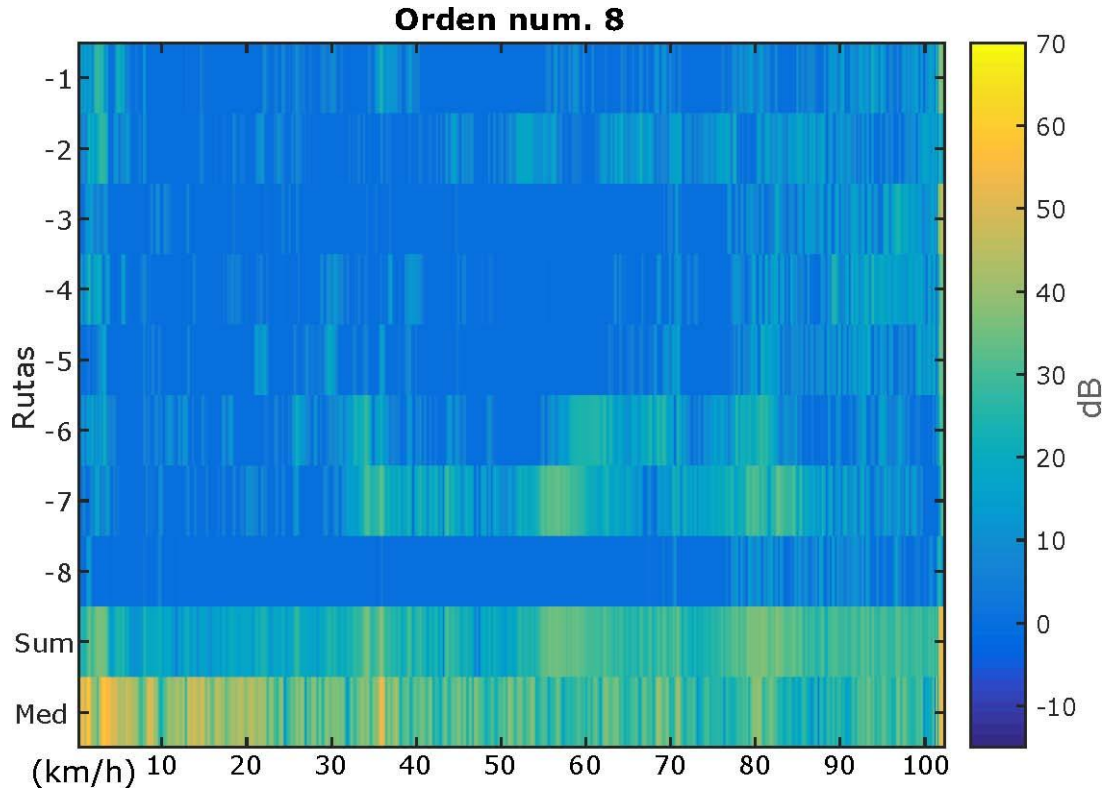


Figura 41. Presión acústica orden 4



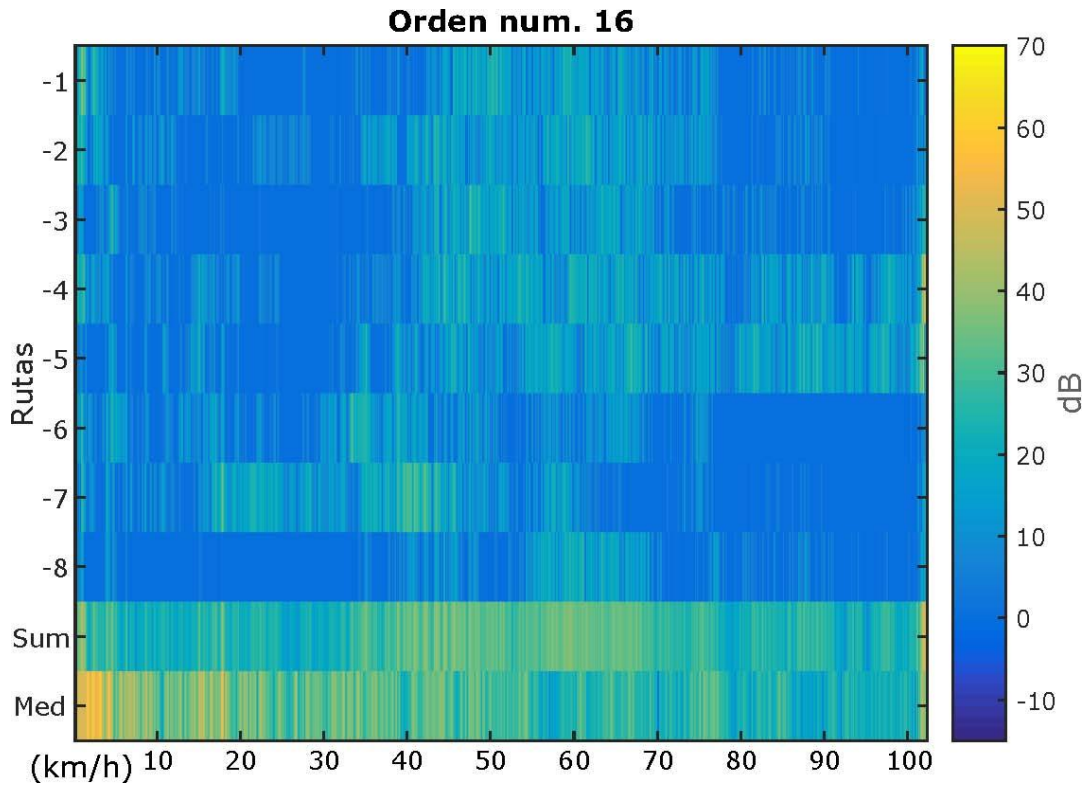


Figura 44. Presión acústica orden 16

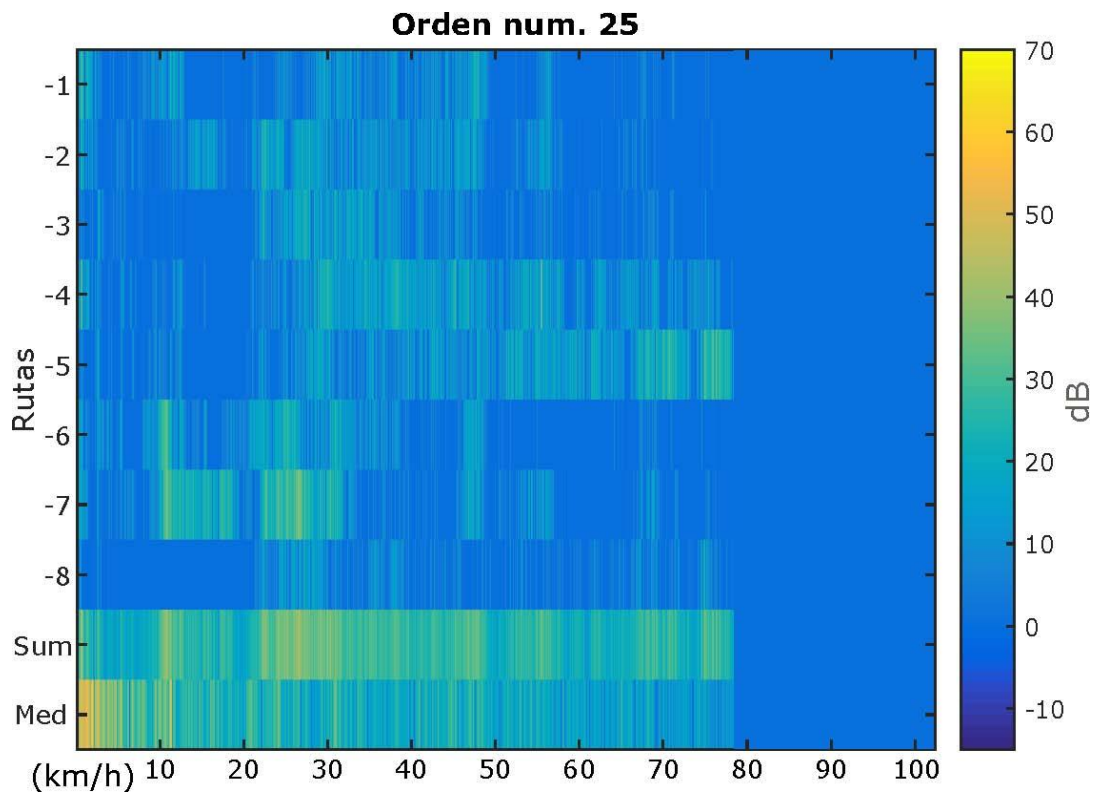


Figura 45. Presión acústica orden 25

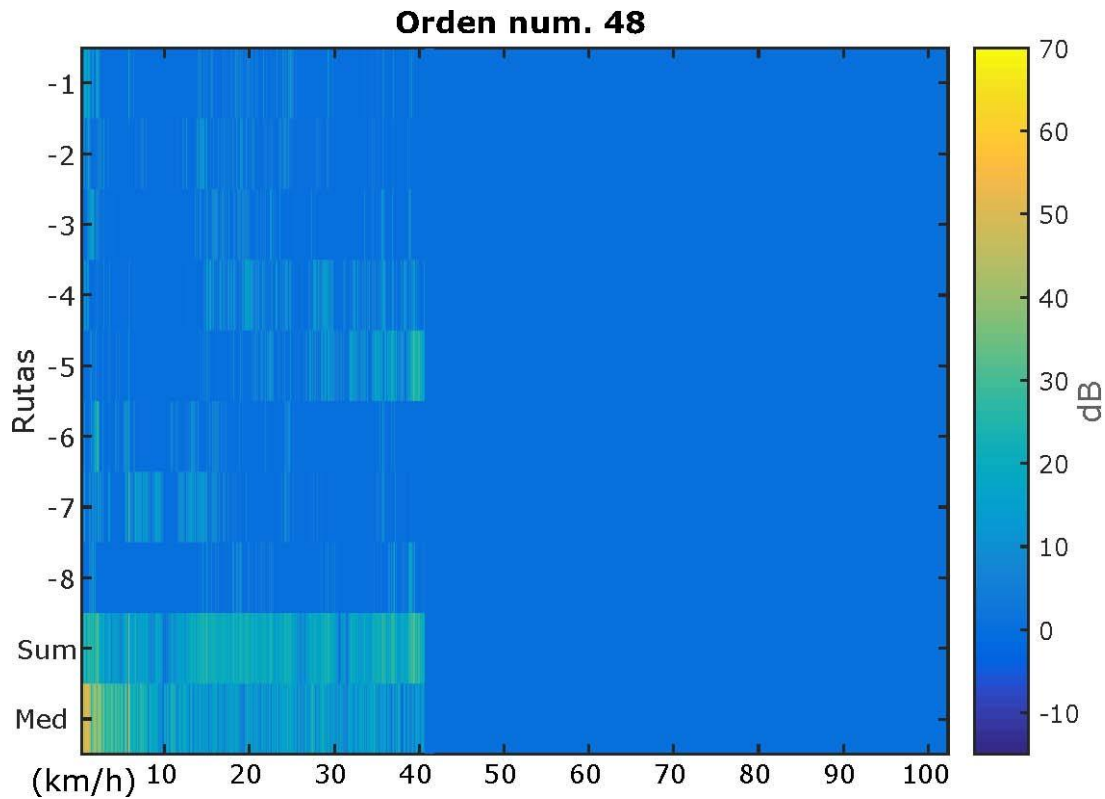


Figura 46. Presión acústica orden 48

A la vista de los órdenes inferiores, *Figuras 38-40*, se puede concluir que las rutas dominantes corresponden a los soportes del motor en el eje vertical. A medida que el par aumenta, cuando se aplica potencia a las ruedas, el efecto de torsión generado en el conjunto motor-transmisión provoca oscilaciones en sus soportes, mayormente en el eje vertical.

Entre los tres primeros órdenes también destaca como los diferentes armónicos se ven afectados en distintas zonas de la banda de frecuencia. El ruido procedente del armónico correspondiente al giro de las ruedas se transmite a frecuencias mayores que el originado por el eje intermedio (orden 0,6) o el propio giro del motor (orden 1).

Como ejemplo de aplicación práctica, esto quiere decir que, si se introdujeran unos soportes de motor con mayor rigidez en el eje vertical se podría desplazar el grueso de transmisión de ruido del orden 0,16 a una zona de frecuencia más alta. Por tanto, se necesitaría una mayor velocidad para llegar a dicha frecuencia. Si actualmente el máximo de ruido se encuentra entre 80-90 km/h, se podría desplazar a la derecha sobre los 100 o 120 km/h, donde, dado el enfoque urbano del vehículo, tenga una incidencia menor sobre el usuario.

Como segunda opción a la hora de trabajar sobre el orden 0,16, hay que considerar que se trata del armónico correspondiente al giro de las ruedas, conque un cambio de dimensiones del neumático instalado, o en alguno de los engranajes de transmisión, provocaría también un efecto sobre el rango de frecuencia de máxima transmisión del armónico.

A medida que se alcanza el rango de frecuencias medias, se observa un cambio en el comportamiento del sistema, como se puede ver claramente en los órdenes 4 y 8 (*Figuras 41 y 42*). Las contribuciones de las rutas 6 y 7 se destacan sobre el resto en un rango de velocidades de entre 60 y 80 km/h aproximadamente. Por lo tanto, significa que la dirección predominante cambió aquí al eje axial sobre los soportes de motor en los puntos de medida 1 y 2 (*Figura 26*).

En este caso, dado que los órdenes 4 y 8 pertenecen a los armónicos de los polos y pares de polos del motor eléctrico, no tiene sentido intentar actuar en la fuente ya que estos son parámetros casi imposibles de modificar en un motor. Sin embargo, sí que se podría recurrir a la modificación de la rigidez de los soportes de motor en el eje axial, con lo que se podría reducir, o controlar, el ruido recibido en el interior del vehículo debido a estos armónicos.

En el rango de frecuencias más altas (*Figuras 43-46*), que corresponde con el orden 10,7 y superiores, las rutas 6 y 7 todavía están presentes, pero van disminuyendo su contribución a medida que aumenta el rango de frecuencias. Las contribuciones de las rutas 4 y 5 sin embargo, aumentan a medida que aumenta la frecuencia, lo que resulta totalmente esperable ya que es característico de las rutas de suspensión tener más incidencia a alta velocidad.

Esto significa que el efecto predominante cambia, desde el eje axial de los soportes del motor, hasta los soportes de suspensión. La contribución de las rutas de suspensión será más relevante cuanto mayor sea la velocidad del vehículo, aunque aquí, como en los casos anteriores se podría trabajar modificando rigideces de soportes elásticos, geometrías de suspensión, agresividad del dibujo del neumático, etc.

A modo de resumen, se puede concluir que las rutas 1, 2 y 3 aportan la contribución de ruido más significativa en las frecuencias más bajas. El rango de frecuencia media está dominado por las rutas 6 y 7. En las frecuencias más altas, los caminos 4 y 5 son los dominantes, con alguna influencia de los caminos 6 y 7 al principio.

4.4 VALIDACIÓN DEL MODELO

La independencia entre los datos estáticos y operativos es la principal ventaja de este enfoque sobre otros métodos basados en el enfoque OPA. Esto evita las limitaciones inherentes de los procedimientos que básicamente miden dos veces, una para caracterizar el sistema y otra para analizarlo. En el método ITPA, la función de transferencia de ruido proviene de pruebas estáticas, donde el sistema está aislado de influencias externas.

Como el ITPA incorpora pruebas tanto estáticas como operativas, la comparación entre la presión acústica calculada $\rho^{ITPA}(\omega)$ y la presión acústica medida $\rho_{med}(\omega)$ debe ser lo suficientemente concluyente para evaluar la validez de los resultados y, por lo tanto, el método en sí. La *Figura 47* muestra dos gráficos de nivel de presión sonora-frecuencia-velocidad, correspondientes a la comparación entre $\rho^{ITPA}(\omega)$ y $\rho_{med}(\omega)$. Como puede verse, ambos espectros muestran concordancia y los armónicos principales se pueden identificar claramente en ambos gráficos.

En el rango de frecuencia más bajo, por debajo de 100 Hz, la *Figura 47* muestra una banda de frecuencia con una diferencia notable en los niveles de presión sonora, este comportamiento está dentro de las expectativas. Indica que pueden faltar fuentes o que algunas rutas del sistema pueden haber sido omitidas. La contribución aérea, que está presente en la señal medida pero no en la calculada, es claramente una fuente de variaciones aquí.

Además de eso, se ha realizado el análisis con solo ocho canales, que pueden ser suficientes para probar un método, pero no para definir exhaustivamente una estructura compleja como una carrocería, por lo que, debido a limitaciones experimentales, algunos caminos podrían perderse.

La *Figura 48* muestra una ampliación de la *Figura 47*, en la que se puede ver con más detalle la región por debajo de 350 Hz de ambos espectros. Las señales de armónicos están claramente identificadas, no solo coincidiendo en ambos gráficos, sino que incluso existe más definición en $\rho^{ITPA}(\omega)$, debido mayormente a la inexistencia de ruidos de rodadura, lo que facilita la identificación de los caminos en la señal calculada, que es el objetivo del método descrito en este trabajo.

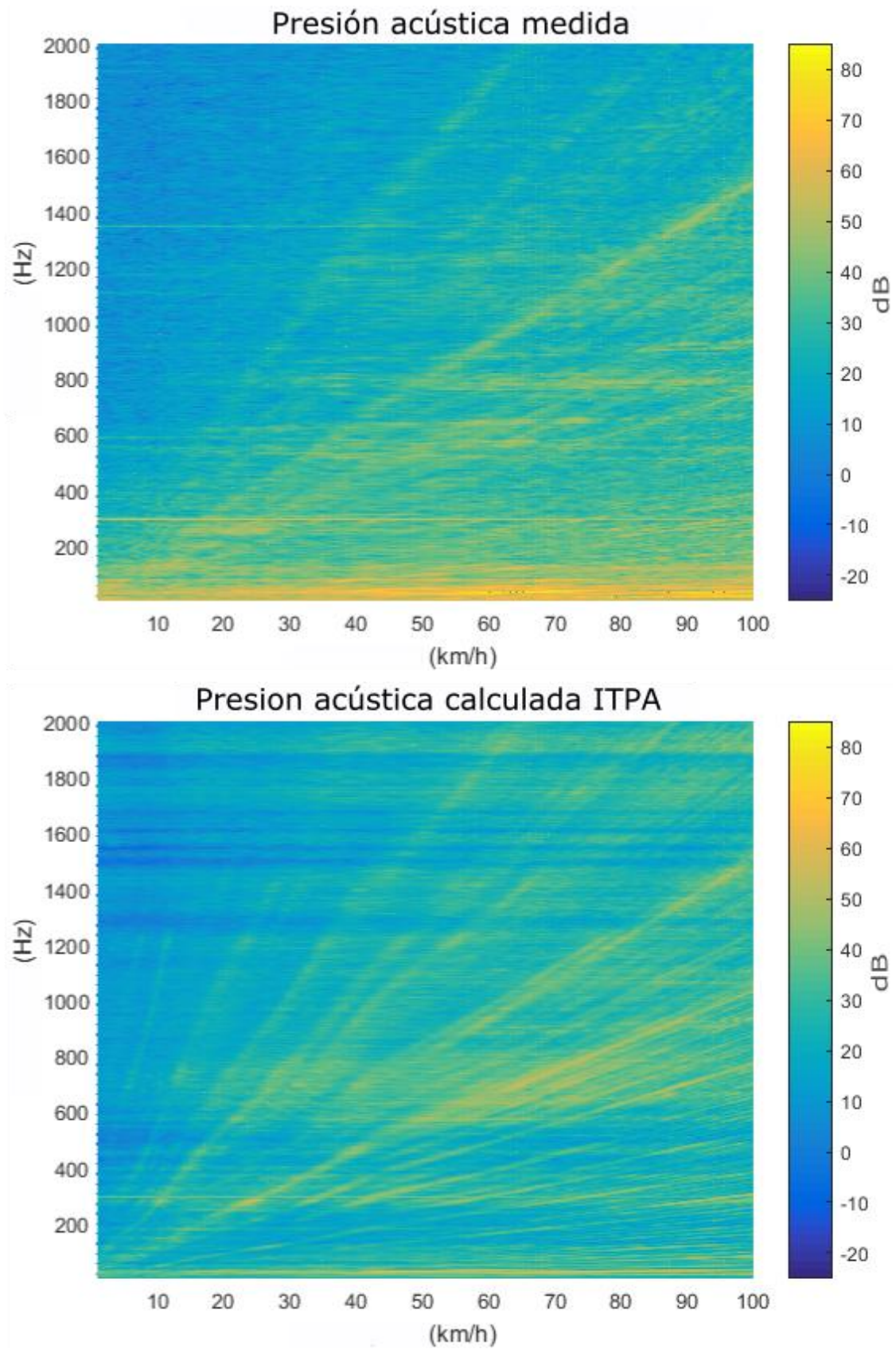


Figura 47. Comparación entre presión acústica total medida y calculada

Además, hay un detalle interesante a tener en cuenta en la *Figura 48*, justo por debajo de 300 Hz. Aquí, hay un ruido estático debido al ventilador de refrigeración instalado frente al automóvil (abajo a la izquierda en *Figura 31*) para la prueba dinámica en el banco de rodillos. Se puede ver cómo ITPA intenta, matemáticamente, evitar el efecto de este ventilador, ya que se trata de un ruido externo, y no está incluido en la función de transferencia de ruido del sistema. Este comportamiento demuestra la idoneidad del enfoque del método ITPA, ya que está resaltando los ruidos transmitidos por el sistema en estudio y reduciendo los que se consideran externos a los caminos estructurales.

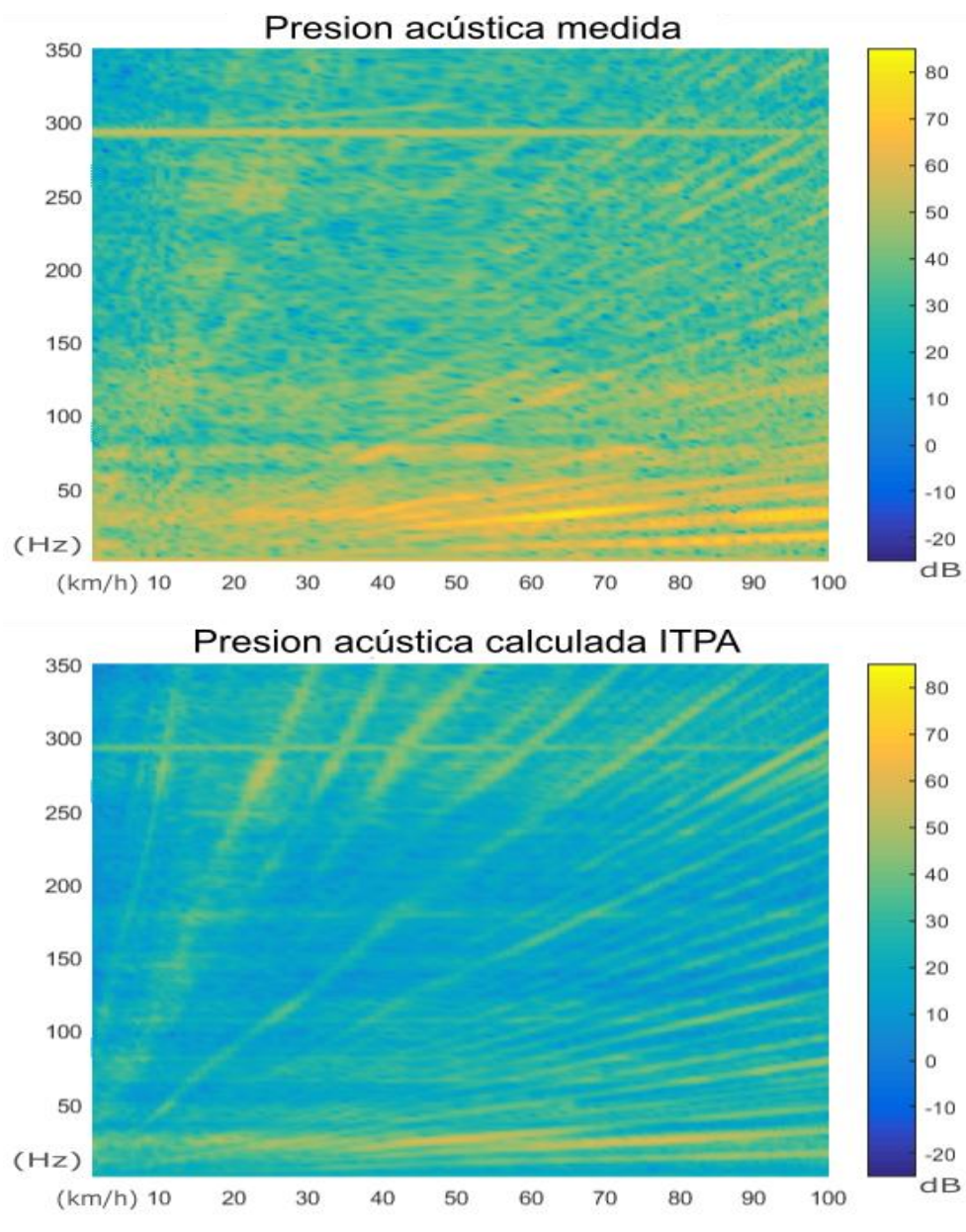


Figura 48. Detalle 0-350 Hz presiones acústicas medida y calculada

Para mostrar con más detalle las diferencias entre los niveles de presión acústica calculados y medidos, se ha realizado una comparación entre ambas señales, para varias velocidades constantes. En las *Figuras 49-54* se muestran los diagramas comparativos en bandas de tercios de octava para seis velocidades distintas, con indicación de la desviación típica (SD) y desviación máxima (Dm) para cada uno de ellos.

Debido a que no se consideran los efectos del ruido de transmisión aérea en este estudio, lo normal será que la presión medida siempre sea superior a la calculada, pero ambas deben tener una forma similar.

El hecho de que algunas bandas puntuales sean más altas en la señal calculada que en la medida, sugiere que alguna ruta omitida puede estar sobrecargando a alguna cercana de entre las existentes. Además, este efecto se desplaza a frecuencias más altas a medida que aumenta la velocidad, lo que encaja perfectamente con el comportamiento de transmisión estructural.

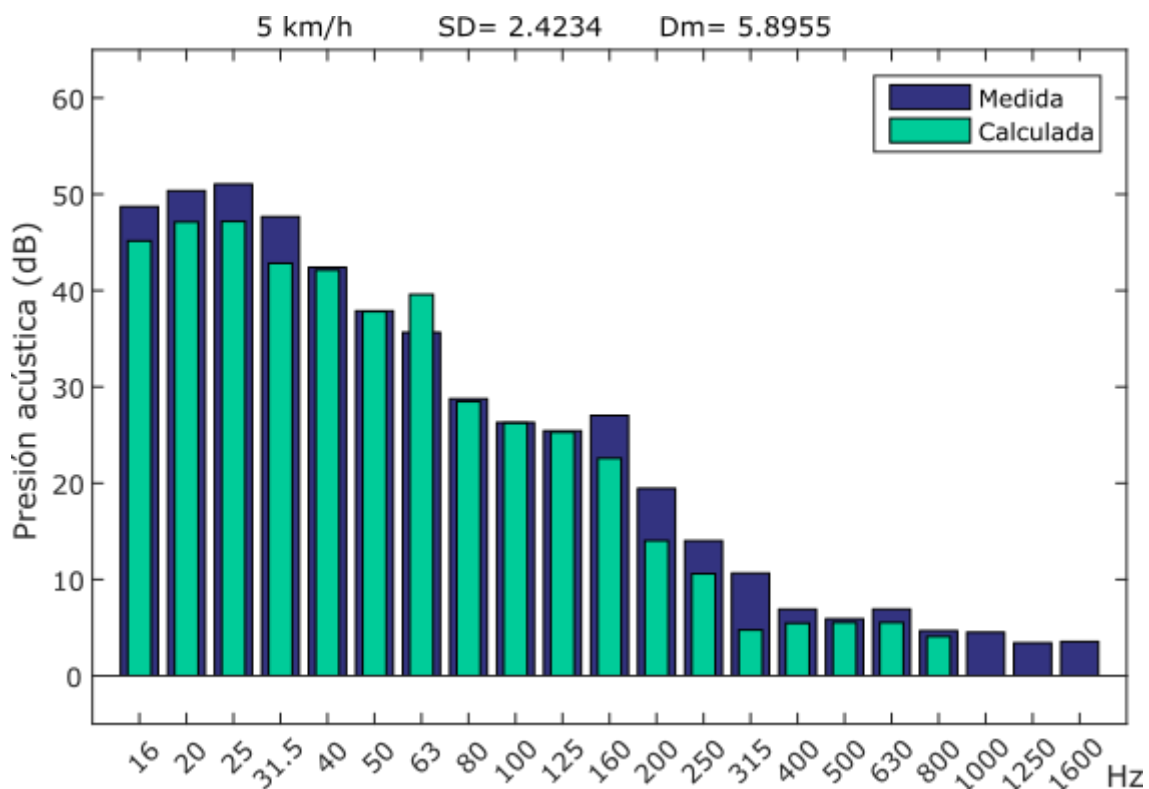


Figura 49. Presión acústica medida vs calculada a 5 km/h

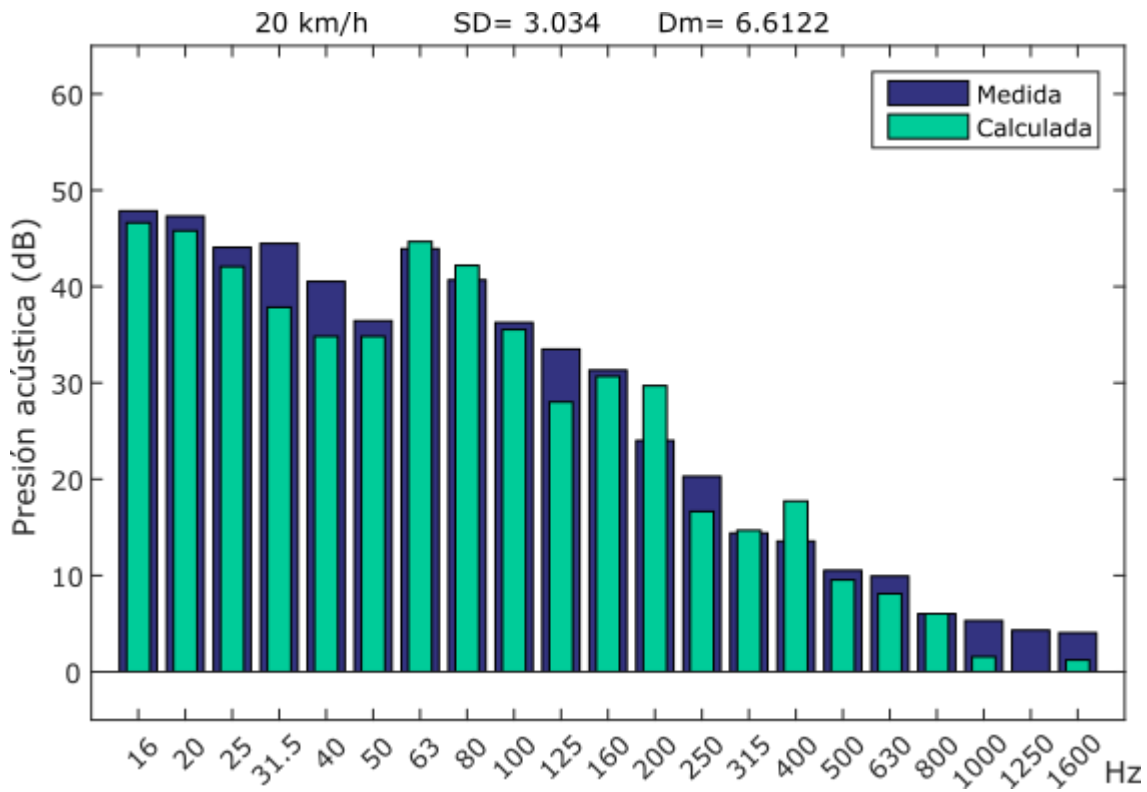


Figura 50. Presión acústica medida vs calculada a 20 km/h

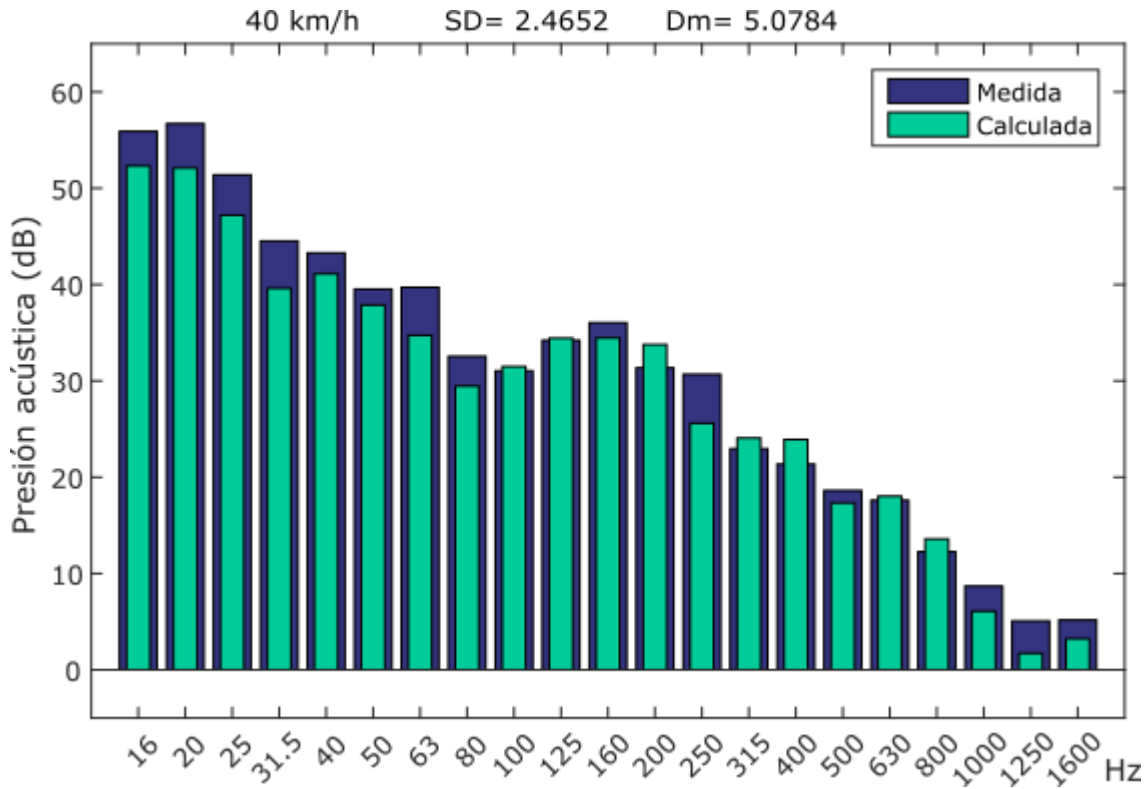


Figura 51. Presión acústica medida vs calculada a 40 km/h

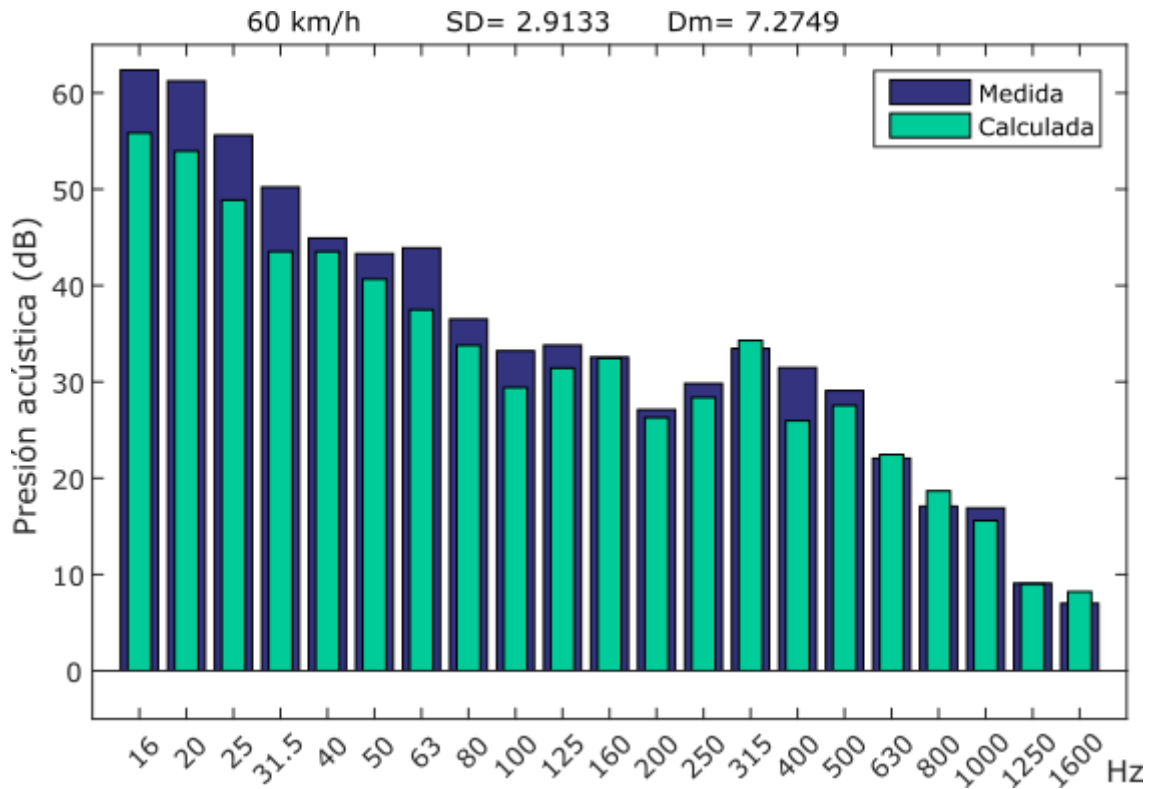


Figura 52. Presión acústica medida vs calculada a 60 km/h

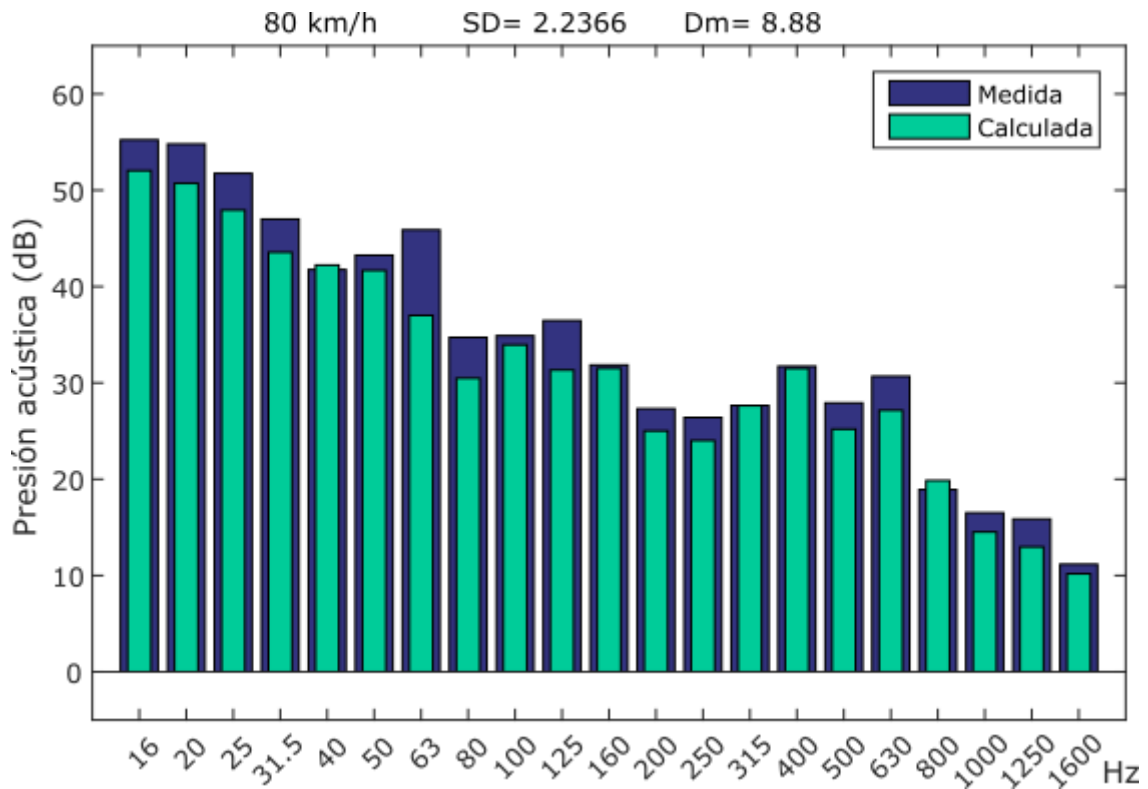


Figura 53. Presión acústica medida vs calculada a 80 km/h

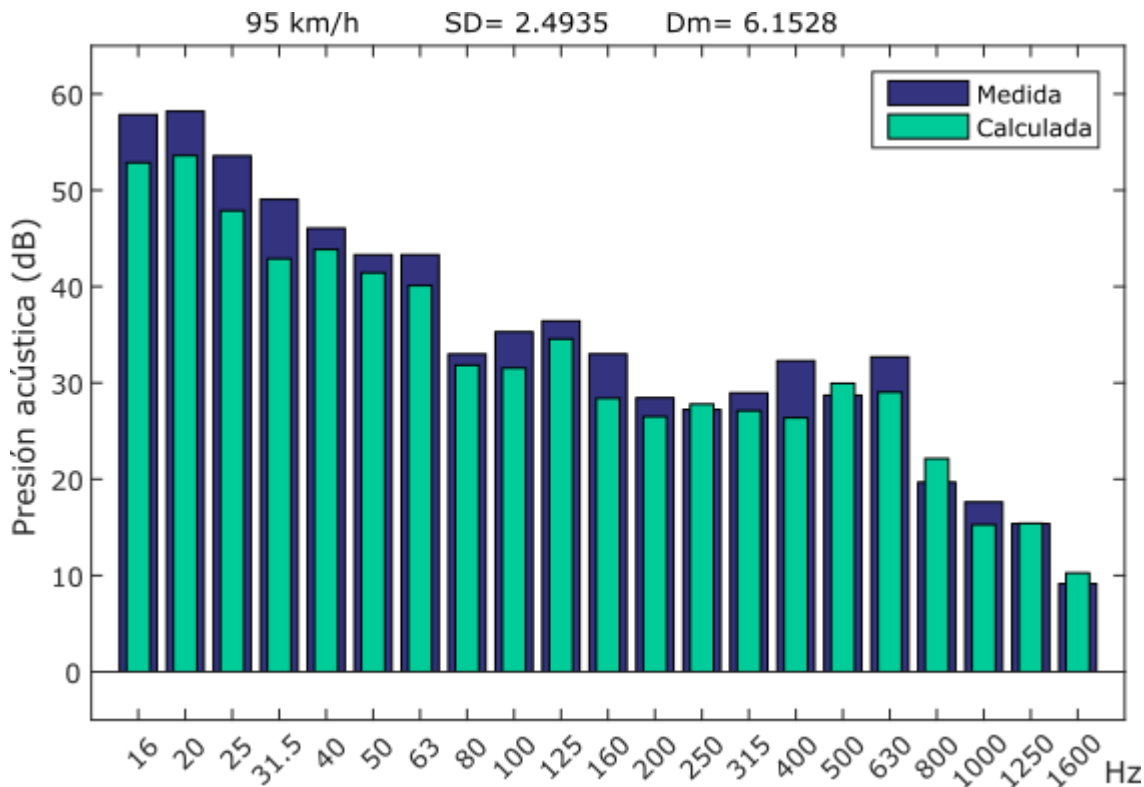


Figura 54. Presión acústica medida vs calculada a 95 km/h

Incluso considerando las diferencias de nivel sonoro observadas en las Figuras 49-54, la media de la desviación típica es de 2,87 dB para el conjunto de velocidades desde 1 a 100 km / h, lo que es una indicación de la buena concordancia entre ambos espectros, y por ende de la bondad del método.

Se ha expuesto, por tanto, una evaluación detallada de los resultados de las pruebas para determinar cuáles son las rutas relevantes en la transmisión de vibraciones y ruido, en función de la frecuencia. Se puede concluir que los soportes del conjunto motor-transmisión tienen una gran influencia en el rango de frecuencia baja y media, mientras que los elementos dominantes en el rango de frecuencia superior son los soportes de suspensión.

Además, el trabajo de Diez-Ibarbia y otros [2], donde se realizó un análisis TPA y OPA sobre el mismo vehículo, aporta una significativa información de cara a la validación de la metodología ITPA. En [2] (figuras 10 y 17) se puede comprobar la similitud de la presión acústica obtenida mediante ITPA con las obtenidas mediante los enfoques TPA y OPA. Tras analizar el estudio descrito en [2], se desprende que la aplicación de un análisis NVH

mediante TPA y OPA conduce a las mismas conclusiones que las obtenidas en esta tesis mediante la metodología ITPA.

Por tanto, los resultados del método ITPA se validaron no solo comparando las señales de respuesta medidas y calculadas del ruido interior del vehículo, sino también contrastando los resultados con los obtenidos en el mismo vehículo mediante otras metodologías. La validación mostró que el ITPA produce resultados que conducen a conclusiones acordes con la realidad del sistema físico estudiado. ITPA ha demostrado ser lo suficientemente preciso para analizar y determinar las contribuciones de las rutas parciales a un sonido total, a partir de datos en condiciones dinámicas, u operacionales.

Así, la idoneidad del método se ha validado de tres formas: en primer lugar, por su concordancia entre los armónicos de las señales de presión sonora calculadas y medidas dentro de la cabina, en segundo lugar, por la concordancia entre los espectros de ambas señales, en bandas de tercios de octava, para varias velocidades fijas distintas, y en tercer lugar por comparación de resultados con metodologías contrastadas.

Incluso considerando las diferencias encontradas entre las presiones acústicas calculadas y medidas, se considera que el método ha sido debidamente probado, dado que se puede incluir un mayor número de fuentes, o rutas, para mejorar la precisión, sin variar la metodología.

Capítulo 5

CONCLUSIONES

Del resultado de la investigación realizada en el ámbito de la presente Tesis Doctoral se deducen una serie de conclusiones que justifican la aportación de nuevas contribuciones a la investigación en el campo de análisis NVH en vehículos.

La revisión bibliográfica llevada a cabo reveló una gran polaridad entre las metodologías de análisis NVH basadas en el modelo TPA, alta precisión y complejidad de ejecución, y las que siguen el modelo OPA basado en el concepto de transmisibilidad, con menos precisión, pero menor tiempo de ejecución. Además, se ha constatado que los intentos de mejorar la precisión en los modelos basados en el concepto de transmisibilidad terminan añadiendo entradas adicionales, o requieren ensayos adicionales que terminan incrementando la complejidad de la metodología, tanto de cálculo como de aplicación.

La ausencia de una metodología orientada a mantener altos niveles de precisión simplificando el proceso de implementación práctica fue el hecho fundamental que supuso el punto de partida de la presente Tesis, en la que el principal objetivo planteado es desarrollar una metodología que permita aunar precisión con rapidez de ejecución.

El objetivo principal de la Tesis se ha logrado gracias al desarrollo de un nuevo método de análisis NVH sobre vehículos. Se presentaron los principios básicos y la metodología del Análisis Inverso de los Caminos de Transferencia (ITPA).

Para probar y validar la aplicabilidad del modelo, como objetivo parcial, se ha diseñado, construido y caracterizado una fuente sonora creada específicamente para ser utilizada en

interior de vehículos o espacios muy reducidos. Utilizando esta fuente sonora se realizó una prueba experimental de la metodología ITPA sobre un automóvil eléctrico del que ya se disponían datos de análisis NVH mediante otros métodos.

Las conclusiones de esta investigación se pueden dividir en dos grupos, relativos a la fuente sonora y a la propia metodología ITPA, respectivamente.

Conclusiones extraídas de la caracterización y utilización de la clapeta como fuente sonora:

- 1- La clapeta produce un pico sonoro suficientemente potente para excitar la estructura de un vehículo, tiene un bajo coste comparado con otros tipos de fuentes, es fácilmente portable y no necesita ni medios adicionales ni entrenamiento específico para su operación.
- 2- Esta fuente sonora cumple los requerimientos para ser utilizada como fuente de ruido de impacto omnidireccional en espacios reducidos.
- 3- La clapeta presenta una buena repetitividad y resulta idónea para ser utilizada en ensayos de ruido y vibración en el interior de vehículos.

Por otra parte, con el propósito de cumplir el objetivo principal de la presente investigación, se ha definido e implementado un ensayo NVH mediante la nueva metodología ITPA, obteniendo resultados muy satisfactorios que avalan y justifican la efectividad y validez del método propuesto frente a las alternativas existentes.

Las conclusiones principales extraídas de la implementación y análisis de resultados del método ITPA para análisis NVH en vehículos son las siguientes:

- 1- La concordancia adecuada entre el ruido medido y el calculado permite evaluar las rutas de transmisión críticas en el sistema. Incluso sin considerar el efecto aéreo, el promedio de la desviación estándar está por debajo de ± 3 dB, y los armónicos coinciden entre ambas señales.
- 2- El modelo puede proporcionar conclusiones precisas para determinar las rutas dominantes involucradas en la transmisión de ruido. El tiempo total del análisis NVH podría reducirse hasta una décima parte del tiempo de prueba necesario en otras metodologías.

- 3- Por lo tanto, se puede concluir que ITPA es una herramienta útil para realizar una evaluación de NVH en un automóvil, que lleva a la identificación, y cuantificación, de la contribución de las rutas de transmisión al ruido total de la cabina y brinda conclusiones correctas en una evaluación de la transmisión de ruido en un automóvil.

Por todo lo comentado anteriormente, el objetivo principal de la Tesis, así como el objetivo parcial del desarrollo de la fuente sonora, han sido alcanzados y justificados, resultando en la obtención de la metodología ITPA, que se puede utilizar como una alternativa ágil al método TPA para realizar análisis NVH en vehículos, obteniendo resultados cualitativos en un corto período de tiempo.

Capítulo 6

FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

A partir del estudio desarrollado con este trabajo, y teniendo en cuenta las conclusiones obtenidas, se abren nuevas líneas de investigación que permitirían seguir desarrollando el estudio en este campo. Las líneas en las que se propone continuar la investigación se dividen en dos ramas: por un lado, las referentes a la fuente sonora (clapeta), y por otro lado las encaminadas al desarrollo y mejora del método ITPA para análisis NVH.

Futuras líneas de investigación con la clapeta:

- Los ensayos de la clapeta se podrían repetir dentro de una cámara anecoica para evitar cualquier influencia externa no deseada. Esto permitiría no solo tener una caracterización más precisa del comportamiento en campo cercano, sino que incluso se podría realizar un ensayo de directividad según ISO 3382 y certificar el dispositivo para fines arquitectónicos, lo que podría llevar a un modelo comercializable.
- Otra interesante vía sería un estudio detallado de la variación del comportamiento acústico de la clapeta en función del material empleado como aislante en los huecos de la zona circular de impacto, o variar la densidad de la membrana de goma y estudiar el efecto en la zona de baja frecuencia. Otra muy interesante opción podría ser realizar un modelo de clapeta en polietileno de alta densidad (PE-HD) cortado al agua. El diseño está pensado para ser fácilmente montado desde piezas recortadas en planchas por máquinas CNC, y también favorecería la posibilidad de replicar el modelo con fines comerciales.

- Aunque ha mostrado buena repetitividad, se podría implementar un dispositivo para automatizar la operación de la clapeta. Esta mejora conduciría a disponer de un equipo más modulable, en el cual se podría definir el comportamiento y potencia en función de la fuerza empleada en su operación, garantizando la intensidad y calidad del sonido generado en cada operación, en función de los requerimientos. Además, eliminando la necesidad de un operador se podría analizar el impacto que tiene la presencia de la persona que la utiliza en los datos obtenidos, ya que dicha presencia puede modificar las características acústicas del habitáculo y por tanto las NTF y FRF.

Futuras líneas de investigación con el método ITPA de análisis NVH:

- La implementación de un ensayo ITPA sobre un vehículo al que se le hagan modificaciones en elementos relevantes para la transmisión de ruido y vibraciones, como soportes de motor y suspensión, o refuerzos estructurales, abre una interesante línea de investigación, en la que se podría definir la resolución y sensibilidad de este método para detectar las variaciones en el comportamiento del sistema.
- Asimismo, la realización de un ensayo comparativo TPA vs ITPA sería una muy interesante vía para continuar con el desarrollo del método propuesto en este estudio. Contando con una exhaustiva instrumentación del vehículo que garantice la inclusión de todas las rutas relevantes se obtendría una visión muy clara de la precisión alcanzada por la metodología ITPA.
- Por otro lado, la aplicación de la metodología ITPA para la caracterización de estructuras y maquinaria en ensayos acústicos, o de vibraciones, a nivel industrial podría ser una interesante alternativa a la caracterización con ensayos con martillos de impacto.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Acri, E. Nijman, E. Conrado, G. Offner, Experimental structure-borne energy flow contribution analysis for vibro-acoustic source ranking, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 115, 2019, Pages 753-768, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.06.050>.
- [2] A. Diez-Ibarbia, M. Battarra, J. Palenzuela, G. Cervantes-Madrid, S. Walsh, M. De-la-Cruz, S. Theodossiades, L. Gagliardini, Comparison between transfer path analysis methods on an electric vehicle, *Applied Acoustics*, Vol. 118, 2017, Pages 83-101, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.11.015>.
- [3] A. Oktav, Ç. Yılmaz, G. Anlaş, Transfer path analysis: Current practice, trade-offs and consideration of damping, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 85, 2017, Pages 760-772, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2016.09.013>.
- [4] A. Seifzadeh, A. Pietrzyk, P. Göransson, R. Ramakrishnan, Experimental investigation of coupling effects of passenger compartment and trunk of a car on coupled system natural frequencies using noise transfer function, *Applied Acoustics*, Vol. 83, 2014, Pages 16-21, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2014.02.016>.
- [5] A.S. Elliott, A.T. Moorhouse, T. Huntley, S. Tate, In-situ source path contribution analysis of structure borne road noise, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 332, Issue 24, 2013, Pages 6276-6295, ISSN 0022-460X, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.05.031>.
- [6] B.L. Kim, J.Y. Jung, I.K. Oh, Modified transfer path analysis considering transmissibility functions for accurate estimation of vibration source, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 398, 2017, Pages 70-83, ISSN 0022-460X, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.03.019>.
- [7] B. Sakhaei, M. Durali, Vibration Transfer Path Analysis and Path Ranking for NVH Optimization of a Vehicle Interior, *Shock and Vibration*, Vol. 5, 2014, Article ID 697450, <https://doi.org/10.1155/2014/697450>.
- [8] C. Ayrault, P. Béquin, S. Baudin, Characteristics of a spark discharge as an adjustable acoustic source for scale model measurements. *Acoustics 2012*, April 2012, Nantes, France. {hal-00810828}.
- [9] C. Liu, J. Chen, Y.B. Zhang, X.Z. Zhang, J.Z. Li, A method of measuring the powertrain noise for the indoor prediction of pass-by noise, *Applied Acoustics*, Vol. 156, 2019, Pages 289-296, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.07.023>.
- [10] C. Wang, W. Jiang, A novel transmissibility matrix method for identifying partially coherent noise sources on vehicles, *Applied Acoustics*, Vol. 165, 2020, 107318, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107318>.
- [11] D. de Klerk, A. Ossipov, Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, Issue 7, 2010, Pages 1950-1962, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2010.05.009>.
- [12] D.J. O'Boy, Automotive wheel and tyre design for suppression of acoustic cavity noise through the incorporation of passive resonators, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 467, 2020, ISSN 0022-460X,

- <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.115037>.
- [13] D.J. Rixen, P.L.C. van der Valk, An Impulse Based Substructuring approach for impact analysis and load case simulations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 332, Issue 26, 2013, Pages 7174-7190, ISSN 0022-460X, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.08.004>
- [14] D. Lennström, A. Nykänen, Interior sound of today's electric cars: tonal content, levels and frequency distribution, *SAE Technical Paper* 2015-01-2367.
- [15] D. Lennström, M. Olsson, F. Wullens, A. Nykänen, Validation of the blocked force method for various boundary conditions for automotive source characterization, *Applied Acoustics*, Vol. 102, 2016, Pages 108-119, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.08.019>.
- [16] D. Sumarac-Pavlovic, M. Mijic, H. Kurtovic, A simple impulse sound source for measurements in room acoustics, *Applied Acoustics*, Vol. 69, Issue 4, 2008, Pages 378-383, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2006.11.003>.
- [17] D. Vaitkus, D. Tcherniak, J. Brunskog, Application of vibro-acoustic operational transfer path analysis, *Applied Acoustics*, Vol. 154, 2019, Pages 201-212, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.04.033>.
- [18] D. Van den Bosch, M. Van der Seijs, D. de Klerk, A Comparison of Two Source Characterisation Techniques Proposed for Standardisation, *SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility* 1(4), 2019, Pages 1755-1765, <https://doi.org/10.4271/2019-01-1540>.
- [19] F. Haste, A. Nachimuthu, Calculating Partial Contribution Using Component Sensitivity Values: A Different Approach to Transfer Path Analysis, *SAE Technical Paper* 1999-01-1693, 1999, <https://doi.org/10.4271/1999-01-1693>.
- [20] F.X. Magrans, Method of measuring transmission paths, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 74, Issue 3, 1981, Pages 321-330, ISSN 0022-460X, [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(81\)90302-3](https://doi.org/10.1016/0022-460X(81)90302-3).
- [21] G. Cervantes-Madrid, R. Peral-Orts, N. Campillo-Davo, H. Campello-Vicente. Clapper as a simple impulse sound source for acoustics assessments in enclosed spaces. *AiP*, AiP-2020-01, 2020, <https://euracoustics.org/activities/acoustics-in-practice/issues/2020/AiP202001February2020.pdf>.
- [22] G. de Sitter, C. Devriendt, P. Guillaume, E. Pruyt, Operational transfer path analysis, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, Issue 2, 2010, Pages 416-431, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2009.07.011>.
- [23] H.B. Huang, J.H. Wu, X.R. Huang, M.L. Yang, W.P. Ding, A generalized inverse cascade method to identify and optimize vehicle interior noise sources, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 467, 2020, 115062, ISSN 0022-460X, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.115062>.
- [24] H. Van der Auweraer, P. Mas, S. Dom, A. Vecchio, et al., Transfer Path Analysis in the Critical Path of Vehicle Refinement: The Role of Fast, Hybrid and Operational Path Analysis, *SAE Technical Paper* 2007-01-2352, <https://doi.org/10.4271/2007-01-2352>.
- [25] ISO 3382-1, Acoustics-Measurement of room acoustic parameters, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland 2009.
- [26] ISO 3744, Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane, International Organisation for Standardization, Geneva, Switzerland, 2010.
- [27] ISO 5128, Acoustics — Measurement of noise inside motor vehicles, International Organisation for Standardization, Geneva, Switzerland, 1980.

-
- [28] J.A. Vernon, K.L. Gee, J.H. Macedone, Acoustical characterization of exploding hydrogen-oxygen balloons, *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 131, 2012, 243–249.
- [29] J. Pätynen, B.F. Katz, T. Lokki, Investigations on the balloon as an impulse source, *J Acoust Soc Am*, Vol. 129, 2011, Pages EL27-EL33.
- [30] J. Putner, H. Fastl, M. Lohrmann, A. Kaltenhauser, F. Ullrich, Operational transfer path analysis predicting contributions to the vehicle interior noise for different excitations from the same sound source, In: *InterNoise12*, New York City, NY, Number 3 in INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, 2012, pp. 2336–2347.
- [31] J. Scheuren, M. Lohrmann, Transfer path analysis—experiences, expectations and perspectives, In: *International Noise and Vibration Colloquium*, SAE Brazil, 2014.
- [32] J. Zheng, F.J. Fahy, D. Anderton, Application of a vibro-acoustic reciprocity technique to the prediction of sound radiated by a motored IC engine, *Applied Acoustics*, Vol. 42, Issue 4, 1994, Pages 333-346, ISSN 0003-682X, [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(94\)90101-5](https://doi.org/10.1016/0003-682X(94)90101-5).
- [33] K. C. Panda, Dealing with Noise and Vibration in Automotive Industry, *Procedia Engineering*, Vol. 144, 2016, Pages 1167-1174, ISSN 1877-7058, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.092>.
- [34] K. Janssens, P. Aarnoutse, L. Britte, F. Deblauwe, P. Gajdatsy, T. Tamarozzi, Full vehicle validation of OPAX in comparison to traditional TPA methods, In: *15th International Conference on Experimental Mechanics*, Porto, Portugal, 2012.
- [35] K. Janssens, P. Gajdatsy, L. Gielen, P. Mas, L. Britte, W. Desmet, H. Van der Auweraer, OPAX: A new transfer path analysis method based on parametric load models, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 25, Issue 4, 2011, Pages 1321-1338, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2010.10.014>.
- [36] K. Janssens, P. Mas, P. Gajdatsy, L. Gielen, H. Van der Auweraer, A novel path contribution analysis method for test-based NVH troubleshooting, In: *International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA)*, Leuven, Belgium, 2008.
- [37] K. Noumura, J. Yoshida, A method of transfer path analysis for vehicle interior sound with no excitation experiment, In: *Proceedings of FISITA 2006 World Automotive Congress*, F2006D183, JSAE, 2006.
- [38] K. Noumura, J. Yoshida, Perception Modeling and Quantification of Sound Quality in Cabin, *SAE Transactions*, Vol. 112, 2003, Pages 1790-1799.
- [39] M.A. Panza, A Review of Experimental Techniques for NVH Analysis on a Commercial Vehicle, *Energy Procedia*, Vol. 82, 2015, Pages 1017-1023, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.861>.
- [40] M. Frank, F. Zotter, A. Sontacchi, S. Brandl, et al., Comprehensive Array Measurements of In-Car Sound Field in Magnitude and Phase for Active Sound Generation and Noise Control, *SAE Int. J. Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst.*, Vol. 7(2), 2014, Pages 596-602, <https://doi.org/10.4271/2014-01-2046>.
- [41] M. Horvat, K. Jambrosic, H. Domitrovic, A comparison of impulse-like sources to be used in reverberation time measurements, In: *Proceedings Acoustics'08*, Paris, France, 2008, Pages 3985–3990.
- [42] M.J.R. Lamothe, J.S. Bradley, Acoustical characteristics of guns as impulse sources, *Canadian Acoustics*, Vol. 13, 1985, Pages 16-24. M. Tosun, M. Yıldız, A. Özkan, Investigation and refinement
-

- of gearbox whine noise, *Applied Acoustics*, Vol. 130, 2018, Pages 305-311, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.09.013>.
- [43] M. Sturm, A.T. Moorhouse, T. Alber, F.F. Li, Force reconstruction using an adaptive algorithm in time domain, In: *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA)*, Leuven, Belgium, 2012, Pages 17–19.
- [44] M. Tosun, M. Yıldız, A. Özkan, Investigation and refinement of gearbox whine noise, *Applied Acoustics*, Vol. 130, 2018, Pages 305-311, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.09.013>.
- [45] M. Vorländer, J. E. Summers, Auralization: Fundamentals of Acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms, and Acoustic Virtual Reality, *Acoustical Society of America Journal*, Vol. 123, 2008, Pages 4028, 2008. doi:10.1121/1.2908264.
- [46] M. Vorländer, P. Dietrich, Transfer path analysis and synthesis for auralization, In: *39th Congreso Español de Acústica 2008*, Coimbra, Portugal, 2008.
- [47] M.V. van der Seijs, D. de Klerk, D.J. Rixen, General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 68–69, 2016, Pages 217-244, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2015.08.004>.
- [48] M.V. van der Seijs, E.A. Pasma, D. de Klerk, D.J. Rixen, A Comparison of Two Component TPA Approaches for Steering Gear Noise Prediction, In: Allen M., Mayes R., Rixen D. (eds) *Dynamics of Coupled Structures*, Vol. 4, 2015, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-319-15209-7_7.
- [49] N.B. Roozen, Q. Leclère, On the use of artificial excitation in operational transfer path analysis, *Applied Acoustics*, Vol. 74, Issue 10, 2013, Pages 1167-1174, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.04.011>.
- [50] O. Guasch, C. García, J. Jové, P. Artís, Experimental validation of the direct transmissibility approach to classical transfer path analysis on a mechanical setup, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 37, Issues 1–2, 2013, Pages 353-369, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2013.01.006>.
- [51] P. Gajdatsy, K. Janssens, L. Gielen, P. Mas, H. van der Auweraer, Critical assessment of operational path analysis: effect of coupling between path inputs *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 123, 2008, 10.1121/1.2935777.
- [52] P. Gajdatsy, K. Janssens, L. Gielen, P. Mas, H. Van der Auweraer, Critical assessment of operational path analysis: effect of neglected paths, In: *Proceedings of the XV International Congress on Sound and Vibration (ICSV)*, Daejeon, Korea, 2008, Pages 1090–1097.
- [53] P. Gajdatsy, K. Janssens, Wim Desmet, H. Van der Auweraer, Application of the transmissibility concept in transfer path analysis, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, Issue 7, 2010, Pages 1963-1976, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2010.05.008>.
- [54] P.L.C. van der Valk, D.J. Rixen, Substituting Internal Forces for Blocked Forces or Free Interface Displacements in Substructured Simulations, In: *Experimental Dynamic Substructuring Vol. 2 Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, Springer, 2014.
- [55] P. van der Linden, J. Fun, Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles, *SAE Technical Paper 931340*, 1993, <https://doi.org/10.4271/931340>.
- [56] P. Zhu, Z. Wang, Z. Qin, Y. Shen, The transfer path analysis method on the use of artificial excitation: Numerical and experimental studies, *Applied Acoustics*, Vol. 136, 2018, Pages 102-112, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.02.007>.

- [57] S. Ye, L. Hou, P. Zhang, X. Bu, J. Xiang, H. Tang, J. Lin, Transfer path analysis and its application in low-frequency vibration reduction of steering wheel of a passenger vehicle, *Applied Acoustics*, Vol. 157, 2020, 107021, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.107021>.
- [58] T. Shin, Y.S. Kim, K. An, S.K. Lee, Transfer path analysis of rumbling noise in a passenger car based on in-situ blocked force measurement, *Applied Acoustics*, Vol. 149, 2019, Pages 1-14, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.01.015>.
- [59] T. ten Wolde, Reciprocity measurements in acoustical and mechano-acoustical systems. Review of theory and applications, *Acta Acust. United Acust.*, Vol. 96, 2010, Pages1-13, 10.3813/AAA.918250.
- [60] T.W. Leishman, S. Rollins, H.M. Smith, An experimental evaluation of regular polyhedron loudspeakers as omnidirectional sources of sound, *J Acoust Soc Am*, Vol. 120, 2006, Pages 1411-1422.
- [61] U. Sayin, P. Artis, O. Guasch, Realization of an omnidirectional source of sound using parametric loudspeakers, *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 134, 2013, Pages 1899-1907.
- [62] W. Cheng, Y. Chu, X. Chen, G. Zhou, D. Blamaud, J. Lu, Operational transfer path analysis with crosstalk cancellation using independent component analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 473, 2020, 115224, ISSN 0022-460X, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115224>..
- [63] W. Weijtjens, G. De Sitter, C. Devriendt, P. Guillaume, Operational modal parameter estimation of MIMO systems using transmissibility functions, *Automatica*, Vol. 50, Issue 2, 2014, Pages 559-564, ISSN 0005-1098, <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2013.11.021>.
- [64] Y.X. Wu, H. Zhou, B. Wang, Comparison of Classical and Operational Transfer Path Analysis in Vehicle NVH Improvement, *Advanced Materials Research*, Vol. 396–398, 2011, Pages 2289–93, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.396-398.2289>.
- [65] Z. Wang, P. Zhu, A system response prediction approach based on global transmissibilities and its relation with transfer path analysis methods, *Applied Acoustics*, Vol. 123, 2017, Pages 29-46, ISSN 0003-682X, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.02.016>.
- [66] Z. Wang, P. Zhu, Y. Shen, Y. Huang, An improved OPAX method based on moving multi-band model, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 122, 2019, Pages 321-341, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.12.030>.

ANEXOS

- Anexo 1: “Clapper as a simple impulse sound source for acoustics assessments in enclosed spaces”, Ginés Cervantes-Madrid, Ramón Peral-Orts, Nuria Campillo-Davo, Héctor Campello-Vicente, *Acoustics in Practice*, AiP-2020-01, 2020.
<https://www.semanticscholar.org/paper/Clapper-as-a-simple-impulse-sound-source-for-in-Cervantes-Madrid-Peral-Orts/4563a7724738488b9ece03e4f5c1623104e454f6>
- Anexo 2: “Inverse Transfer Path Analysis, a different approach to shorten time in NVH assessments”, Ginés Cervantes-Madrid, Ramón Peral-Orts, Nuria Campillo-Davo, Héctor Campello-Vicente, *Applied Acoustics*, AA-2021.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0003682X21002723?via%3Dihub>

ANEXO 1

*Clapper as a simple impulse sound source for
acoustics assessments in enclosed spaces*

CLAPPER AS A SIMPLE IMPULSE SOUND SOURCE FOR ACOUSTICS ASSESSMENTS IN ENCLOSED SPACES

Ginés Cervantes-Madrid^{*(1)}, Ramón Peral-Orts⁽¹⁾, Nuria Campillo-Davó⁽¹⁾, Héctor Campello-Vicente⁽¹⁾

1) Universidad Miguel Hernández de Elche, Avda. de la Universidad, s/n. 03202 Elche (Alicante) Spain

* Corresponding author. Tel.: +34659777055. E-mail address: gines.cervantes@graduado.umh.es

Abstract

Assessing the vibrational and acoustic behaviour has become a relevant part within vehicle development. That is particularly important for electric vehicles, where low noise and vibration level will require a higher level of soundproofing and insulation to avoid discomfort to the occupants.

The search for suitable noise sources, with good behaviour at low and medium frequencies, easy to transport and quick to operate, is not an easy task. When a small and not very expensive source is also intended, it becomes even more complicated to achieve.

After a quick assessment of the different kinds of available noise sources, this paper presents the design and characteristics of a clapper, specifically developed as an impulse noise sound source. Near-field omnidirectional radiation in the frequency range of interest, between 10 to 800 Hz, is where this work is focused.

This self-made source intends to operate as a quick alternative impulse sound source for experimental assessments in vehicle cabins or small spaces. Sound power, spectral characteristics and directivity of the clapper impulse noise are described here.

Keywords

Acoustic assessment; Impulse sound source; Reverberation time; Impulse response.

1. Introduction

Many approaches in acoustic assessment need one, or several, acoustic sources located in determinate points, and therefore many kinds of noise sources have been developed for these specific tests.

Electroacoustic noise sources are the more common, and several companies offer different models, depending on the requirements in each occasion. Usually these sources require an omnidirectional loudspeaker, plus a power amplifier, and a signal generator is necessary as well. Even when noise sources incorporate all devices in one unit, the necessary equipment is extensive or quite big. These noise sources are

difficult to transport, and to install, in the corresponding location. Especially when it is intended to work in enclosed spaces, like small rooms or vehicle cabins.

Moreover, conventional omnidirectional loudspeakers are quite expensive, and they don't provide good omnidirectional behaviour at nearfield. Adequate sound pressure levels are difficult to achieve as well, especially at the low end of the frequency range of interest.

In addition, most impulse noise sources are developed for architectural acoustic purposes, in order to measure the reverberation time, or the impulse response of a room, or enclosed space [4,5]. In this field, the standard rule for checking

the suitability of a noise source is the ISO 3382 [6]. This ISO requires a sound source as omnidirectional as possible, and powerful enough to provide an appropriate dynamic range of the signal at the receiving point. The source level should be at least 45 dB above the background level in the corresponding frequency band.

But the source evaluation method does not work well when applied inside a small space, like a car or a small room. One of the reasons is the scale of the measurement space, as ISO3382 is relevant to architectural places. Here the method of evaluating omnidirectionality states a minimum distance between source and microphones of 1.5 meters.

Such a distance is clearly too big for the requirements of a source inside a space that can be as small as 2 meters long or less. In this case, omnidirectionality should be assessed closer to the noise source, as the passenger compartment of a car rarely exceeds 1.5 meters from the driver position in any direction. It seems obvious that ISO 3382 fails to be the most appropriate procedure here.

The goal, therefore, is to find an alternative noise source to the electroacoustic ones. An assessment of the suitable sources of excitation for the given problem will be necessary, and other methods for characterization of the source will be used in this work.

Several sources will be evaluated knowing that the required main targets in this project are: appropriate Sound Power Level (SWL), in the required range of frequencies, and omnidirectional near-field behaviour.

It is possible to find different kinds of impulse sound sources: balloon pops (filled with air or Hydrogen-Oxygen), firecrackers, gunshots, spark train or clappers. These sources have been studied, assessing their applicability and suitability for being used inside an enclosed space, as specified in the following paragraphs.

Balloons. The impulsive nature of a popping explosion is the fundamental property of interest for using balloons in measurements. In [7], average directivities were compared against

ISO3382 which defines the allowed directional variation for an omnidirectional source.

In all cases deviations below the 500 Hz octave band are between 6–9 dB, well above the standard limits. Only the largest balloons are close to the standard in the 1 kHz band. This present analysis shows that the directivity would not conform to the standard for lower frequency bands, which is where the present work is aimed.

Hydrogen-oxygen balloons. Balloons cannot only be filled with air; there are also studies where the behaviour of hydrogen-oxygen balloons have been assessed [8]. In comparison to other impulsive noise sources, hydrogen-oxygen balloons produce moderate peak Sound Pressure Levels (SPL). However, the time-waveform produced is much less shock-like than sources of similar amplitude. Because of this, such balloons have a lower characteristic frequency and are close to omnidirectionality, with very little angle-dependent deviation from the mean. The maximum deviations fit within the range required by ISO 3382 (6dB) at the high frequencies, and nearly within the range at the low frequencies.

Although hydrogen-oxygen balloons are nearly omnidirectional, they must be discarded due to the risk of causing an explosion of a hydrogen-oxygen balloon (0.4 m approx. diameter) inside a vehicle cabin or small space.

The spark train, used as a sound source in scale model investigations [9], could be a worthy source to be considered. The simulation of acoustic phenomena using scale models requires the use of small and powerful sound sources with a wide frequency bandwidth and omnidirectional radiation.

Among different source types able to provide these characteristics, spark discharge in air is an interesting solution. The principle is based on the generation of an electric discharge by applying a high voltage between two electrodes. First the gas becomes electrically conducting, the electric current heats up the gas, causing the formation of an impulsive sound signal. The main advantage is its small size, which is particularly important for investigations on a limited scale. Although the spark gap is not truly

omnidirectional, it can be constructed so that the shape has a negligible influence on the sound field to be measured, for any scale factor.

However, security reasons advise avoiding this kind of source in a small space or the interior of a car.

Gunshots, firecrackers and explosives. For many years several kinds of guns have been used as impulse sources, usually to study reverberation times in rooms [10]. They are potentially useful as a sound source to measure some acoustical parameters such as early-to-late arriving sound ratios, and can also be used in Noise, vibration and harshness (NVH) analysis. The gun is easily portable, and a repeatable, reasonably omnidirectional noise source, radiating sufficient acoustical energy in all octave bands from 125 to 8000 Hz.

Firecrackers, on the other hand, also offer good results [11,12]. Their explosions release energy very quickly, and the waveforms recorded for different firecrackers show the described behaviour regardless of the quantity of explosive contained in the firecracker, leading to a conclusion that firecrackers offer a certain degree of repeatability when performing measurements.

Nonetheless, using such sources is completely inappropriate for this application, since they require ignition and explosion of the source inside the work space. Safety issues strongly advise against the use of these sources here.

Clappers. The clapper consists of two identical plates connected by a hinge, allowing the two plates to revolve around the same axis. These two plates can be struck against each other, thus generating an impulse sound. Both plates have handles fitted on the reverse side to allow for easier manipulation.

The work of Sumarac-Pavlovic et al, [13] shows that an impulse produced by a clapper has a longer duration than an impulse produced by any of the various commonly used explosive sources or balloon bursts. Clapper sound level fulfils the requirements for a minimal dynamic range at all relevant octave bands (In his case: 125 Hz to 8 kHz).

Diagrams of the directivity show that the clapper has a better uniformity of sound radiation, compared to a gun and/or a balloon burst. If the clapper is operated by trained personnel the results of its impulse repeatability are even better than those of balloons and firecrackers.

In view of these characteristics, the clapper could be the easiest method to adapt in small enclosed spaces. However, as normal clappers are made to work in architectonic spaces, it would be preferable to make a specific design of such a device, in order to improve its response to the following requirements:

- To emit enough impulses power in the frequency range of interest.
- To be omnidirectional, in the close field.

This paper outlines the design, the construction and the experimental characterisation of the developed clapper.

2. Developing of an impulse sound source

Generally, clappers used in architectural acoustic have a rectangular shape [13], for simplicity of manufacture and because the shape does not interfere too much in the directivity of the sound when it is working in non-close field.

Considering the interest of using the source in the close field, it was decided to use a circular shape to avoid corners on the impacting surfaces, thus improving the spread fluency in near field, and favouring the omnidirectionality. Figure 1 shows the proposed design.

In addition, to reduce the phenomenon of reverberation in the clapper interior volume, a piece of medium-density polyurethane foam has been placed in each of the cavities. These foam parts, will absorb much of the clapper own reverberation.

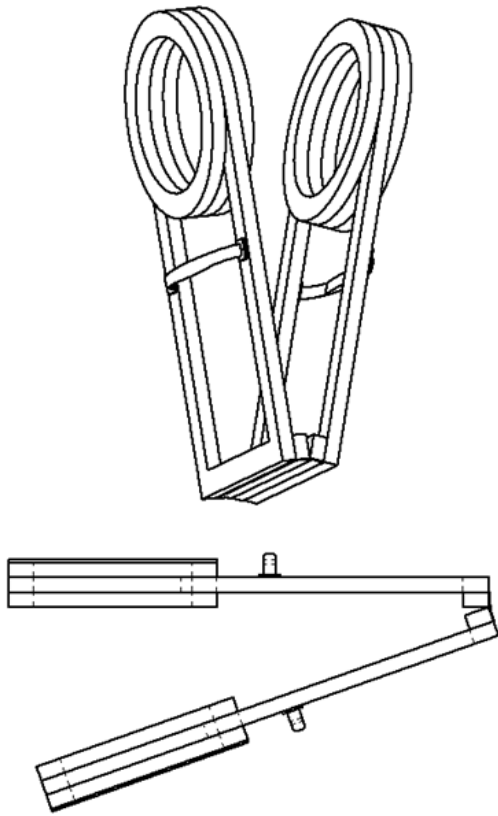


Fig. 1.Clapper design

It is clear the larger the clapper is, the better it will work at low frequencies. On the contrary, if priority is given to the directivity, the size of the plates should be as small as possible. Moreover, the clapper must be light and facilitate ease of operation inside a car. Thus, the selected material, to make the clapper, was medium density fibreboard wood.

When designing a small, and light, sound source, a good low frequency response is the most difficult challenge. To achieve the best possible performance, at low frequencies, a rubber slab has been installed on the outside of each clapper cavity.

These rubber slabs will act like the membrane of a drum, being able to bring a significant improvement in the emission at low frequencies, without the necessity of increasing the size of the clapper.

The final consideration of the design was an agreed balance between all the requirements as outlined above. The appearance of the clapper

and work planes would be as shown in Figures 2a and 2b.

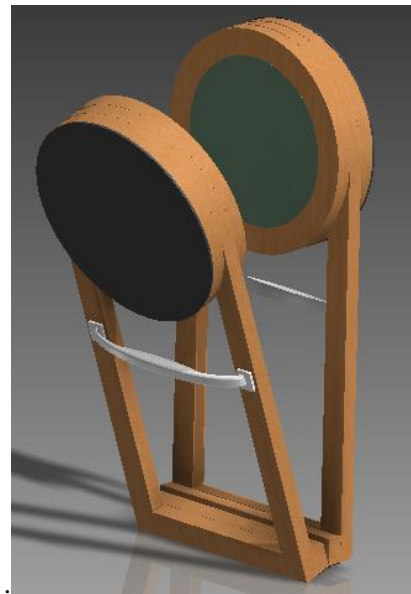


Fig. 2a.Clapper appearance

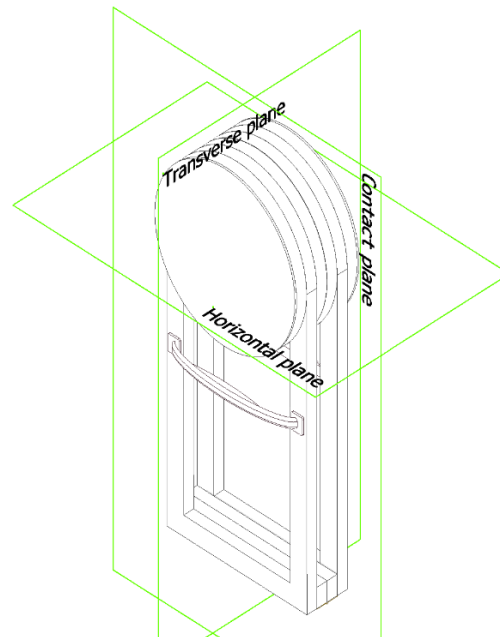


Fig. 2b.Clapper work planes

3. Characteristics of the clapper sound impulse.

To characterize the sound generated by the proposed clapper, work was divided into two main targets. Firstly, the sound power level was determined by using pressure measurements. Secondly, directivity was evaluated, but this will be shown in the next section.

As an anechoic environment was not available, the acoustical characteristics of the clapper have been analysed in a free field. Following the guidelines of the standard ISO-3744 [14], for an essentially free field over a reflecting plane, the engineering method has been performed.

An impulsive noise, or impact noise, means any sound with a rapid rise and decay of sound pressure level, normally lasting less than one second. Caused by sudden contact between two or more surfaces, or caused by a sudden release of pressure. This almost instantaneous increase in pressure, radiated by the clapper, is given by the integral of the pressure over a surface enclosing it. The direct method indicated by ISO-3744 has been followed to obtain the sound power levels in third-octave bands. This is particularly relevant as one of the goals in the present work is a good noise level at low frequencies.

Before doing the tests, the signals acquisition process was verified to make sure it provides reliable data. Figure 3 shows the signal generated by the clapper, similar to the typical shape of an impact noise.

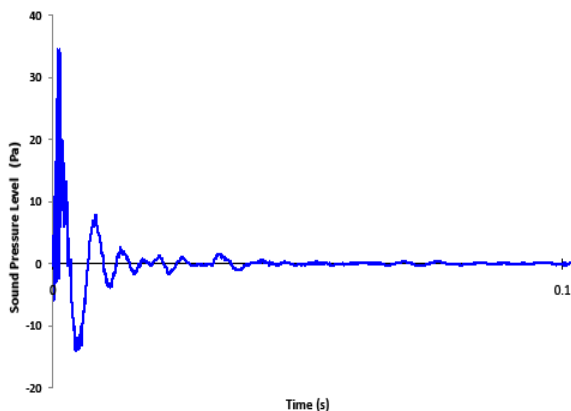


Fig. 3. Impulse signal

As the clapper is manually actuated, sound impulse power depends on the force at which the clapper is closed. To check the deviation several successive impacts of the clapper were analysed. It was proved that with very little practice a high repeatability can be achieved. Figure 4 shows five different impact signals, which are superimposed on each other, with very little deviations.

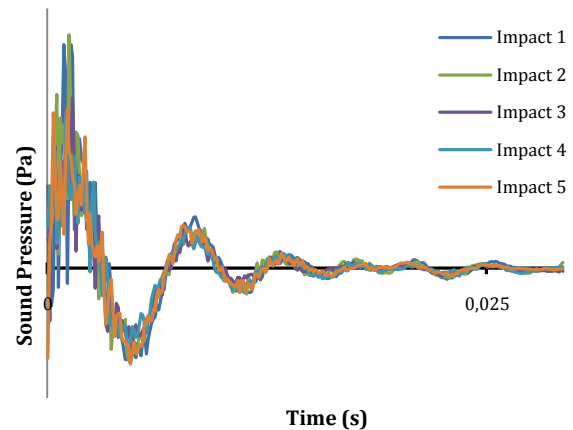


Fig. 4. Repeatability of five impulse signals

All the presented results in this work were obtained by mean values from at least five successive claps to avoid unwanted variations in any specific clap. Sample frequency in experimental tests was set at 10 kHz.

Since the main goal is to develop an impulse source for low and middle frequencies, the most difficult challenge is to have precise results in the lower part of the spectrum without increasing the size of the source too much. Obviously, many previous tests were performed until the best configuration of the clapper was obtained.

Moreover, intending to avoid the reverberation between both sides of the clapper a maximum diameter of 35cm was set, as frequencies of interest in this work, are in the range from 10 to 800 Hz.

The reason to this limit is because the clapper diameter has a direct relationship with the wavelength (λ), which for a sound wave is: $\lambda=c/f$, where c is the speed of sound (343 m/s in dry air at 20 °C) and f is the frequency.

This limit to 35cm ensures that the reverberation effects would start around 1kHz, where the clapper diameter is equivalent to the longitude of the wavelengths and resonance effects can arise.

Taking into consideration all the above, finally, the size selected for the clapper diameter was a compromise in order to have the best response at low frequencies without reverberation effects

3.1. Sound Power Level (SWL).

The SWL test was developed following the method specified in ISO 3744. This standard describes a grade 2 (engineering grade) method of accuracy for determining the SWL of a noise source from SPL, measured on a surface enveloping the noise source in an environment that approximates to an acoustic free field.

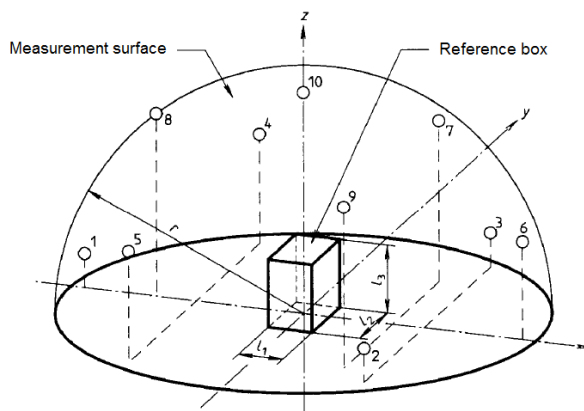


Fig. 5. "Figure B.2" from annex B of ISO 3744

The selected layout for this test corresponds to that shown in Figure 5 above.

This arrangement consists in placing the source within a hemispherical surface on which ten microphones are regularly distributed. After the dimensions of the clapper were introduced into the calculation process, the radius of the hemispherical surface was established at 1 meter.

The impulse signals of the ten channels were recorded and spectrums were calculated. Measurements were developed with a 16 channels LMS Scada Mobile SCM05 with ten free-field type 4189 microphones of Bruel & kjaer, conveniently calibrated. The obtained SWL, in

decibel, is presented in Fig. 6 together with the recorded background noise.

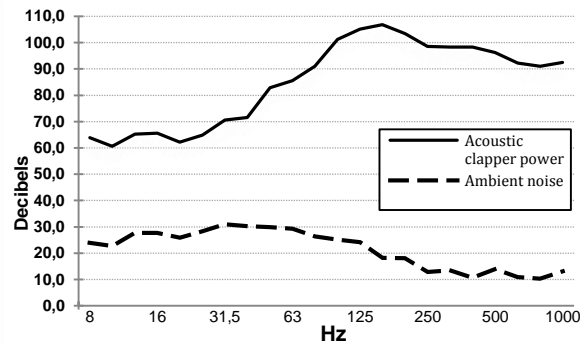


Fig. 6. Spectrum of the acoustic clapper power

It is worth noting that the background noise must be less than 6 dB below the noise from the device under test, in any octave or 1/3 octave, because compliance to ISO 3744 cannot be claimed at frequencies where the difference is less than these 6 dB.

In this case background noise was always more than 20 dB below the noise level registered in all positions for the whole range of analysed frequencies.

4. Directivity

The clapper directivity was measured in a free field environment according to ISO specifications. During the measurements, the clapper was placed in the middle of a square structure in which nine microphones were proportionally disposed on two of its sides. Figure 7 shows the assembly arrangement.



Fig. 7. Mounting example test

The dimensions of the aforementioned square structure were 1.2 by 1.2 meters, and the clapper was located in the middle. The two nearest microphones were placed at 0.6 meters from the clapper, which is the intended distance to assess directivity.

The sound pressure levels recorded from the rest of the microphones, have been compensated to this distance of 0.6 metres according with the sound propagation equation.

Each position of the clapper was measured twice, rotating 180° between them to cover the full circumference. Microphones 1 and 9 were used as a control measure, overlapping their positions at the ends to increase the reliability of the results.

As a consequence, 16 sound pressure data points can be obtained, each being separated by 22.5 degrees. The results were obtained for the six octave bands on the range of frequencies of interest, and are shown in figures 8, 9 and 10.

The Omni-directional behaviour of the source will be presented by the Directivity Index in polar diagrams.

The said Directivity Index (DI_i) is defined in ISO 3744 as the SPL for each microphone position minus the mean time-averaged SPL over all the microphone positions on the measurement surface for the noise source under test, in decibels.

Figures 8, 9 and 10 present the Directivity Index, at 0.6 meters away from the clapper, in the Contact plane, Transversal plane and Horizontal plane consecutively (according to the definitions in Fig. 2b).

Diagrams indicate that deviations from Omni-directionality are, in the worst cases, always under 4 dB. Standard deviations are around 1.2 dB in most cases and never exceeding 2.1dB.

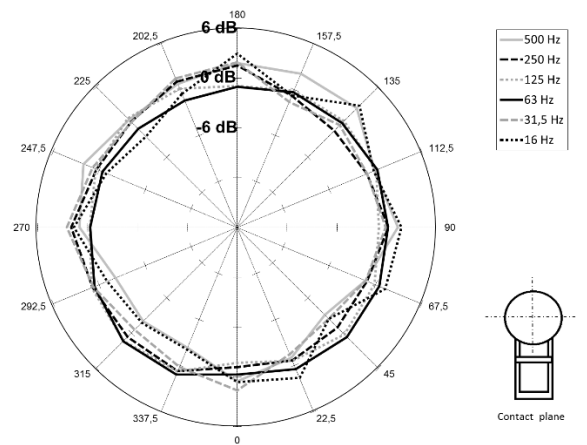


Fig. 8. Clapper's directivity index on Contact plane

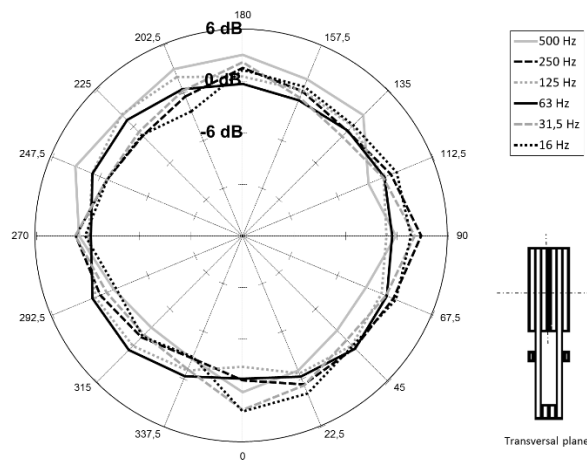


Fig. 9. Clapper's directivity index on Transversal plane

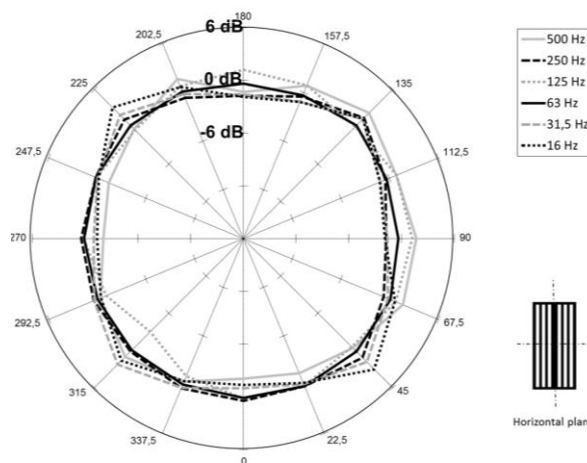


Fig. 10. Clapper's directivity index on Horizontal plane

5. Conclusions

This paper presents an empirical design and validation of a clapper as a noise source.

Experimental studies on the power level, the radiated spectrum and near field directivity of clapper impulses were developed.

The presented analysis reveals that although the clapper is a moderate size impulsive noise source, it has power enough at low frequencies to be used as a noise source for exciting structures.

Moreover, the clapper is almost omnidirectional at near field, superior than other sources such as balloons or guns. Maximum deviations of the directivity index are lower than 4 dB in all frequency range. This gives a clear idea of the good uniformity of sound radiation of the clapper.

Therefore, the present work determines that, in comparison to other impulsive noise sources, the clapper produces acceptable peak sound pressure levels, is cheaper, easy to transport and meets target specifications.

As a summary, this clapper could be used as an excitation source in an NHV test in vehicles and particularly in the small cabins of EVs.

References

- [1] DA. Diez-Ibarbia, M. Battarra, J. Palenzuela, G. Cervantes, S. Walsh, M. De-la-Cruz, S. Theodossiades, L. Gagliardini. "Comparison between transfer path analysis methods on an electric vehicle", *Appl. Acoust.* 118, 83–101 (2017)
- [2] G. Cervantes, J. Palenzuela, A. Diez, M. Battarra, S. Theodossiades, S. Walsh, R. Peral, N. Campillo, "An application of Operational Path Analysis (OPA) on an electric car" in *Tecniacustica 2014, Murcia, España (October 2014) (AAM-2 003.C.I.)*
- [3] J. Palenzuela, G. Cervantes, A. Diez, "Transfer Path Analysis in an electrical vehicle.comparison with Operational Path Analysis" in *Tecniacustica 2014, Murcia, España (October 2014) (AAM-2 004.C.I.)*
- [4] U. Sayin, P. Artis, and O. Guasch, "Realization of an omnidirectional source of sound using parametricloudspeakers," *J. Acoust. Soc. Am.* 134(3), 1899–1907 (2013)
- [5] T. W. Leishman, S. Rollins, and H. M. Smith, "An experimental evaluation of regular polyhedron loudspeakersas omnidirectional sources of sound," *J. Acoust. Soc. Am.* 120(3), 1411–1422 (2006)
- [6] ISO 3382-1, *Acoustics-Measurement of room acoustic parameters*, (International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland 2009)
- [7] J. Pätynen, B. F. G. Katz, and T. Lokki, "Investigations on the balloon as an impulse source," *J. Acoust. Soc. Am.* 129, EL27–EL33 (2011)
- [8] J. A. Vernon, K. L. Gee, and J. H. Macedone, "Acoustical characterization of exploding hydrogen-oxygenballoons," *J. Acoust. Soc. Am.* 131, EL243–EL249 (2012)
- [9] C. Ayrault, P. Béquine, and S. Baudin, "Characteristics of a spark discharge as an adjustable acoustic source for scale model measurements," in *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference, Nantes, France (April 2012)*
- [10] M. J. R. Lamothe and J. S. Bradley. "Acoustical characteristics of guns as impulse sources," *Can. Acoust.* 13(2), 16–24 (1985).
- [11] M. Horvat, K. Jambrosic, and H. Domitrovic. "A comparison of impulse-like sources to be used inreverberation time measurements," in *Proceedings of the Acoustics 2008 Paris Conference, France (June 29 to July 4, 2008)*

- [12] R. D. Ford, D. J. Saunders, G. Kerry, "The acoustic pressure waveform from small unconfined charges of plastic explosive", *J. Acoust. Soc. Am.*, 94 (1), 408-417 (1993)

- [13] D. Sumarac-Pavlovic, M. Mijic, and H. Kurtovic, "A simple impulse sound source for measurements in room acoustics," *Appl. Acoust.* 69, 378–383 (2008)

- [14] ISO 3744, Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure (International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland 2010)

ANEXO 2

*Transfer Path Analysis, a different approach to
shorten time in NVH assessments*

INVERSE TRANSFER PAHT ANALYSIS, A DIFFERENT APPROACH TO SHORTEN TIME IN NVH ASSESSMENTS

--

**Ginés Cervantes-Madrid *, Ramón Peral-Orts, Nuria Campillo-Davo, Héctor
Campello-Vicente**

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

* Corresponding author. Tel.: +34659777055.

E-mail address: gines.cervantes@graduado.umh.es

Abstract

This paper presents the design and implementation of a simplified method, based on the transmissibility concept, for a noise path assessment, which allows rapid and accurate analysis. The Inverse Transfer Path Analysis aims to assess, and determine, the contribution of the critical paths, which are transmitting structure-borne noises and vibrations, from the vehicle's vibration sources to the driver's ear.

The cabin noise transfer function, from the involved attachment points and directions, can be simultaneously obtained by applying an impulsive noise source inside the cabin. This approach avoids the use of other time consuming classic procedures.

The proposed methodology includes two types of tests, static condition tests in a semi-anechoic chamber and operational tests on a roller bench. The results assessment comprises the analysis of the noise contribution of each path, depending on the frequency and the vehicle speed range.

This publication introduces a novel NVH method proposed to study and identify noise transfer paths in a car structure. The theoretical approach of the method, practical implementation, and obtained results, are described in this work, as well as a methodology validation, to evidence the suitability of the proposed method.

Keywords

Noise, vibration and harshness (NVH); Transfer Path Analysis (TPA); Operational Path Analysis (OPA); Vibration Analysis; Acoustic assessment of vehicles.

1. Introduction

The increasing comfort expectations of customers, in the automotive sector, together with the need to meet the noise regulations, are a continuous challenge for car manufacturers. Noise, Vibration and Harshness (NVH) is one of the main areas related to the customer perception of quality in vehicles [1, 2]. Therefore, the interest in the field of noise and vibrations improvement has been intensified over time.

Short development times, and noise problems, which often arise late in the vehicle development schedule, are becoming a constant challenge in terms of acoustic assessment for vehicle manufacturers [3, 4, 5, 6, 7]. In the highly competitive automotive market, the ability to perform a fast NVH assessment on a new design has become essential for any manufacturer. Therefore, a fast and effective noise analysis tool would be very convenient to analyse the noise and vibrational behaviour of the vehicles.

The sound radiated inside a vehicle is always produced by diverse sources, which are the active part of the system. Structure-borne and Airborne are the two noise canals transmitting noise to the receiver, or passive part. There are some different paths through which noise is spread from sources to receivers inside the cabin. Interior noise received for the car occupants is the total of all paths' contributions, see Fig. 1, and this noise is the reference to determine the comfort level offered to the passengers of a vehicle [8, 9].

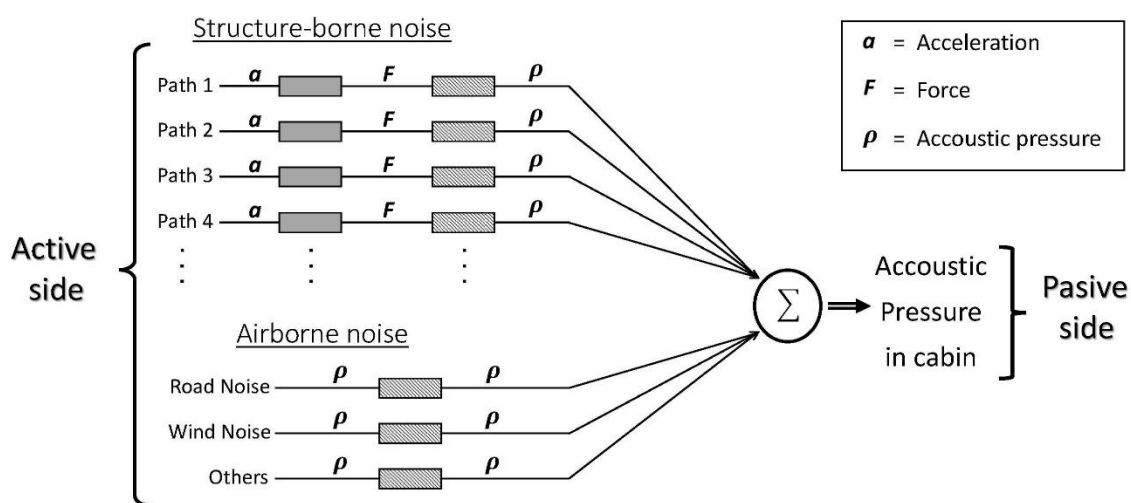


Fig. 1. Noise transfer behaviour in a car

The method presented in this paper is focused on the body car structural noise transmission. Therefore, only the structure-borne noise, introduced to the cabin by the motor mounts and the suspension points, has been taken into account in this work.

Low-middle frequency noise is the main factor that contributes to the comfort on cars [2]. Not only is it referred to the noise, but also to vibrations around 20Hz, which cannot be heard but can be felt as well. These low frequencies are responsible for most of the discomfort, or harshness, felt by the occupants.

Interior noise assessment allows identifying the amplitude of the partial noise contribution, from each path, within the range of required frequencies. This knowledge is essential for the improvement of the acoustic and vibrational behaviour for each specific component, and indeed for the whole vehicle.

It is possible to find in the literature several approaches to define passive transfer paths by which vibrations, or acoustic signals, propagate through the vehicle [5]. The most recognised method to determine the relationship between the noise generated by the sources, and how is perceived by the receiver, is the Transfer Path Analysis (TPA), which was developed in the early '80s [9]. TPA was seen as a tool to improve the NVH performance of systems with complex structures like cars, aircrafts or ships.

Since the beginning of the use of TPA, different methods have been developed, with the aim of offering an alternative to reduce its complexity and long-time procedure. This is a widely used and very accurate method, but due to its complexity and long execution time, it is not always the most suitable one.

The application of transmissibility concept, in Operational Paths Analysis (OPA) methods, offers a different solution by a significant reduction in complexity and measurement time. Nonetheless, the current approach of this methodology has some requirements which limit its applicability, like the mount stiffness's identification [10], or the necessity of a number of known forces acting at the connection points during operation [11]. There is extremely complicated to correctly excite, or to measure, these connection points during the test, if not impossible.

1.1. Transfer Paths Analysis

In TPA, the received acoustic pressure ($\rho^{TPA}(\omega)$) is considered as a superposition of individual contributions from each transfer path ($\rho_i(\omega)$). Each individual path pressure is calculated as the product of the frequency response function ($FRF_i(\omega)$) by the operational force ($f_i(\omega)$) applied to that path, as can be seen in Equation 1. Therefore, it is necessary to determine the FRF and the operational force to assess each noise path contribution [12].

$$\rho^{TPA}(\omega) = \sum \rho_i(\omega) = \sum FRF_i(\omega) \cdot f_i(\omega) \quad (1)$$

TPA test procedure requires two basic steps; Static and dynamic tests. Static test consists in the estimation of the frequency response function (FRF_i) from experimental static tests (e.g. impact hammer test, shaker test, etc.). Dynamic test, or Operational tests, requires to drive the vehicle during an acceleration, or deceleration, (e.g. run-up, run-down, etc.) on the road or on a chassis dynamometer, to introduce operational loads (f_i) and record the corresponding acoustic pressure (ρ).

Despite the TPA is a widely used and a very accurate method, its complexity and time-consuming procedure has motivated the study of variations in the method [13, 14], or the development of simpler and faster noise path analysis methods or techniques. Difficult access to crucial measurement locations, to obtain FRFs, causes either high instrumentation and measurement effort, and that means more consumed time.

1.2. Operational Paths Analysis

The application of transmissibility concept in OPA based methods is the main alternative to the TPA, and it offers a different solution by a significant reduction in complexity and measurement time.

OPA methods apply transmissibility in a direct way, making an in-situ estimation of the frequency response function of the system. Through a transmissibility matrix ($T_{i(\omega)}$) between sound pressure ($\rho^{OPA}(\omega)$) and operational accelerations ($a_i(\omega)$), eliminates the need for time consuming FRF measurements as only operational data is needed for the analysis [15, 16, 17].

$$\rho^{OPA}(\omega) = \sum T_i(\omega) \cdot a_i(\omega) \quad (2)$$

The validation of the results is considered one of the limitations of this methodology [15, 9]. Data processing flow in OPA methods actually corresponds to a “backward–forward” calculation because the same velocity data are used twice, thus the validation of the results is not so direct here like in TPA methodology [10, 9, 18]. This means that, on contrary to the TPA approach, where the comparison of the calculated and the measured target is a widely accepted tool for assessing the validity of the results, validation by synthesis does not make sense in the OPA method [11, 12]. Therefore, here the assessment usually comes from the comparison of results with other methods [15, 19].

1.3. Limitations of current NVH approaches

Despite that many diverse approaches, which can be taken to solve the matter, the existence of a method which combines speed and accuracy continues being a necessity in most cases. The current situation implies that, when an NVH assessment is required, noise engineers must decide between accuracy or execution speed.

If the implementation of the TPA is decided, it must be presumed that an exhaustive work, and a considerable time, will be required to perform it correctly. This option is usually preferred in academic studies where the time is not a crucial factor. Implementation of TPA requires disassembly of components at some stages and a meticulous performing.

TPA bigger handicap is that a long implementation time is considered a disadvantage nowadays, as developing times in the industry are becoming shorter each time. Only the TPA impact hammer test stage, as a reference for a car assessment, takes weeks of work for several highly skilled researchers, bringing the TPA time performing between one to several months, when the whole OPA procedure do not use to take more than several days.

Where the OPA solution is preferred the results come very quickly, as it can be performed without removing parts, and not special training is required. The problem here is that sometimes this way does not prove to be conclusive enough [15, 9]. Finally, the noise assessment can take even more time, as additional tests are necessary using different methods, before being in appropriate position to deliver a suitable conclusion.

There is a catalogue of methods following both approaches [20, 21, 22, 23], but the problem of having to choose between speed or accuracy is still present. This gap between the methods that seek efficiency, and those that seek speed of implementation, is the reason for developing the work described here. This paper aims to define a new method that can provide some improvement in the NVH field for industrial applications, where a commitment between good accuracy and high speed of implementation is required.

The main target of this paper is to describe a new simplified method to provide a basis for rapid NVH assessments. The methodology aims to study the noise transfers paths contributions without disassembling the system. This avoids using time consuming procedures to determine paths contributions without affecting the accuracy of the results.

2. Methodology

The main goal of this method, called Inverse Transfer Path Analysis (ITPA), is to quantify the contribution of each one of the transfer paths, through which noise and vibrations are transmitted to the receiver. This is achieved by determining the relationship between the inputs, generated by the sources, and the output received by the receptor.

In this research, only the structure borne noise, introduced to the cabin from the motor mounts and the rear suspension points, has been considered. Thus, a variation between measured and computed pressure levels will be present in the results, due to the omitted air borne contribution.

The absence of the air borne contribution can be assumed as it does not modify the behaviour of the structural paths. It means that the partial contribution of each structural path still can be determined, main goal of ITPA. Calculated, or computed, acoustic pressure will contain the same orders, or harmonics, with the same shape than measured acoustic pressure.

Two main parts can be found in the system to be analysed, an active and a passive part. Active part generates the vibration and noise (source), while passive part contains the means that transmit these vibrations (paths) and the objects/people that absorb these fluctuations (receiver). According to [9], these three elements can be defined, as observed in Fig. 2:

- Source: internal DoFs (degree of freedom) belonging to the active components that cause the operational excitation but are unmeasurable in practice (electric engine and shaft rolling effects).
- Interface/passive paths: coupling DoFs residing on the interface between the active and the passive components (chassis and bodywork).
- Receiver: response DoFs at locations of interest on the passive component, possibly including acoustic pressures and other physical quantities (driver).

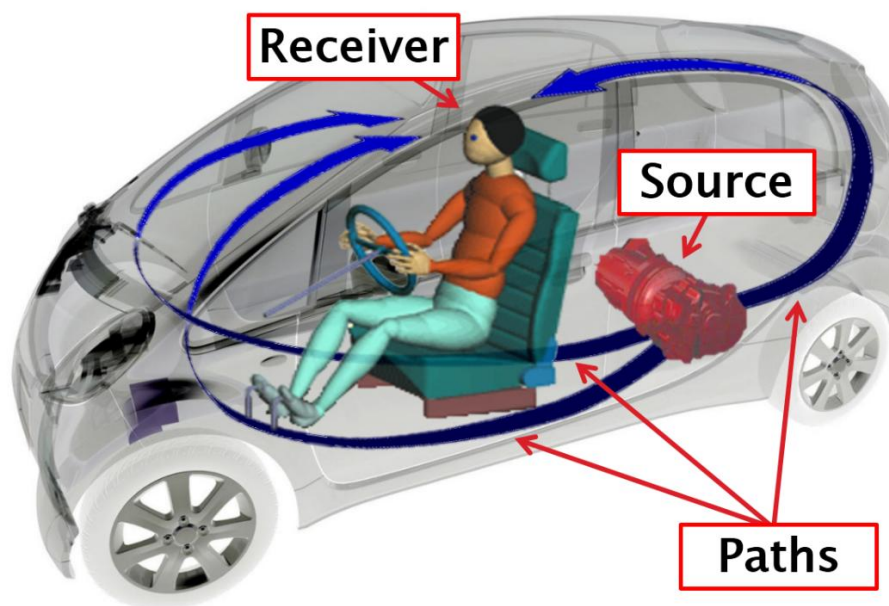


Fig. 2. ITPA source-path-receiver system example

Since this method does not require removing the engine, or any other element of the car, the cross-coupling effects introduced when the engine is mounted are always considered.

ITPA implementation methodology is composed of three main stages: Stage 1- Static Test, to determine the noise transfer function; Stage 2- Operational Test, to acquire accelerations and sound pressure in dynamic conditions; and Stage 3- Calculations and results.

During static test in Stage 1, transmissibility concept is applied in an inverse way, to avoid the FRF estimation. It is based in the concept of mechanical-acoustic reciprocal transmissibility, which has been proved accurate enough in low and medium frequencies [24, 25, 26, 19]. This approach of vibro-acoustic reciprocity has been often utilized in the measurement of Noise Transfer Functions (NTF), and widely demonstrated over time in numerous publications [27, 28].

In the operational test, Stage 2, inputs will be accelerations and the output will be the acoustic pressure at the driver's head position, as only the influence on the cabin from structure-borne paths will be considered. Since static tests are required to characterise the behaviour of each path, the model performance is preserving the TPA structure. Therefore, the validation of the model can be determined by the comparison between synthesized and measured target acoustic pressure.

Calculation of the acting forces over the system are not required with this method. As static and operational tests both work with accelerations and acoustic pressure, it is not only unnecessary, but also redundant, to calculate forces from accelerations in each case. As ITPA does not require to know the operational forces, acting during the test, main limitations of indirect OPA methods, or the TPA itself, have been left behind. This is a relevant difference because in practice, knowing the operating forces with accuracy enough, is a really difficult task, if not impossible.

2.1 Stage 1: Static Test

Noise transfer functions are calculated here in an inverse way to the natural working mode of the dynamic physical system. Transfer functions are determined by applying an impulsive noise source inside the cabin, at the receiver point, and registering the produced accelerations at the end of main transfer noise paths, at the engine and suspension points (Fig. 3). Therefore, an impulsive sound source with adequate omni-directional characteristics at near field, and powerful enough to excite the body car structure, will be required [30].

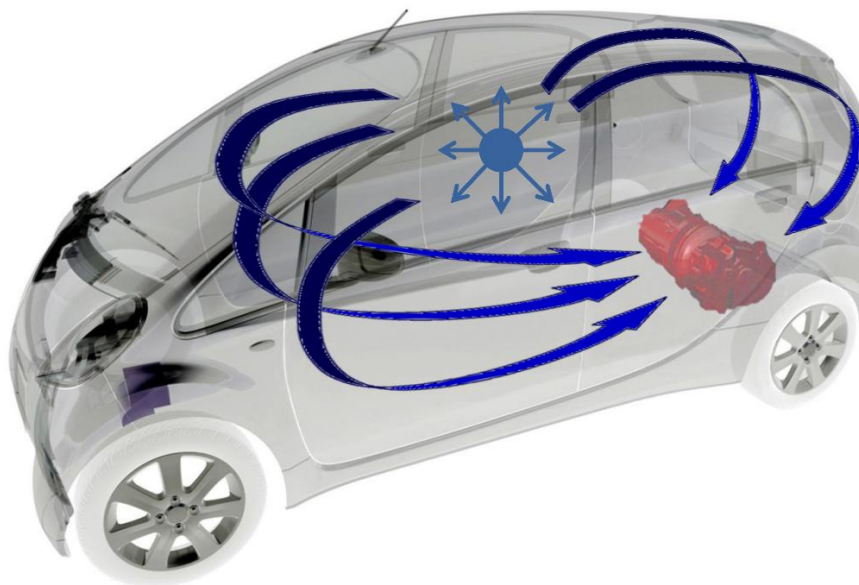


Fig. 3. Static tests system

Thus, this stage consists in performing static tests, introducing an acoustic pressure ($\rho_{st_j(t)}$) inside the car, near to the driver position. Then, this acoustic pressure, and the corresponding produced accelerations ($a_{st_ji(t)}$) at the defined points, are registered.

$$\rho_{st}(t) = \begin{bmatrix} \rho_{st_1(t)} \\ \vdots \\ \rho_{st_j(t)} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$A_{st}(t) = \begin{bmatrix} a_{st_{11}(t)} & \cdots & a_{st_{1i}(t)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{st_{j1}(t)} & \cdots & a_{st_{ji}(t)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Where the subscript “*st*” refers to a static test, “*j*” denotes the impulsive noise test number, “*i*” is the path number and (*t*) indicates time domain. As the inverse matrix method has been used, in order to define noise transfer functions, a number of tests equal or greater than the number of paths is necessary to define a square accelerations matrix ($A_{st}(t)$).

By using the Short-Time Fourier Transform (STFT), accelerations and acoustic pressures data are transformed to the frequency domain, $A_{st}(\omega)$ and $\rho_{st}(\omega)$. Then the acoustic pressure-to-accelerations relationship can be defined as the noise transfer function ($H_{st}(\omega)$) as the result of the Equation 5.

$$H_{st}(\omega) = \begin{bmatrix} h_1(\omega) \\ \vdots \\ h_n(\omega) \end{bmatrix} = A_{st}(\omega)^{-1} \cdot \rho_{st}(\omega) \quad (5)$$

This transfer function contains the acoustic behaviour information of each noise transfer path, depending of the frequency, where *n* is the total number of paths involved in the test. It will be used later to calculate the estimated sound pressure of each path, from the recorded acceleration in the dynamic test.

2.2 Stage 2: Operational Test

The test performing, and data acquisition, in an ITPA operational test does not differ from the rest of methods. But the post processing to obtain the final results, is more direct here as operational forces do not need to be calculated. This direct mathematical approach can be a limitation of this method if any of the relevant path is missing, as the transfer function will try to minimize any frequencies non defined in the physical system of the static test.

Operational measures consist in a run-up test, at a range of speeds of interest, on a chassis dynamometer. An important advantage of ITPA method comes from the fact that testing instrumentation is shared for static and operational test, which leads to a considerable saving of implementation time.

During the run-up, on the roller bench, accelerations ($A_{op}(t)$), and the acoustic pressure inside the cabin ($\rho_{meas}(t)$), are recorded using the microphone and accelerometers, previously installed for the static test. Where the subscript “*meas*” refers to the actual measured sound pressure inside the cabin, during the run-up. An “*op*” denotes it comes from an operational test, and an “*i*”, as before, is the path number.

Then, all data are transformed to the frequency domain by an STFT.

2.3 Stage3: Calculations and results

The calculated acoustic pressure $\rho^{ITPA}(\omega)$ is considered in this method, like in TPA, as the sum of each noise path contribution ($\rho_{path_i}(\omega)$). This is shown in the Equation 6, where $h_i(\omega)$ is the noise transfer function of each path from the static tests, $a_{op_i}(\omega)$ is the acceleration corresponding to each path, from the operational test, and n is the total number of paths involved in the test. Thus, the acoustic pressure corresponding to each path ($\rho_{path_i}(\omega)$) can be calculated, and the summation of all of them leads to the global ITPA acoustic pressure ($\rho^{ITPA}(\omega)$).

$$\rho^{ITPA}(\omega) = \sum_{i=1,n} \rho_{path_i}(\omega) = \sum_{i=1,n} a_{op_i}(\omega) \cdot h_i(\omega) \quad (6)$$

Finally, the validation of the results, and of the method itself, comes by comparison of measured (ρ_{meas}) and calculated (ρ^{ITPA}) acoustic pressure (Fig. 18). From the NVH assessment point of view, the identification of the acting orders is essential to deduce the correct conclusions. Thus, a good agreement between both pressures is the proof that ensures the goodness of the method.

As a summary, the ITPA procedure is presented in the flowchart of Fig. 4. It shows two different kind of tests: static test, to determine the noise transfer function, and dynamic, or operational test, to register system data to assess.

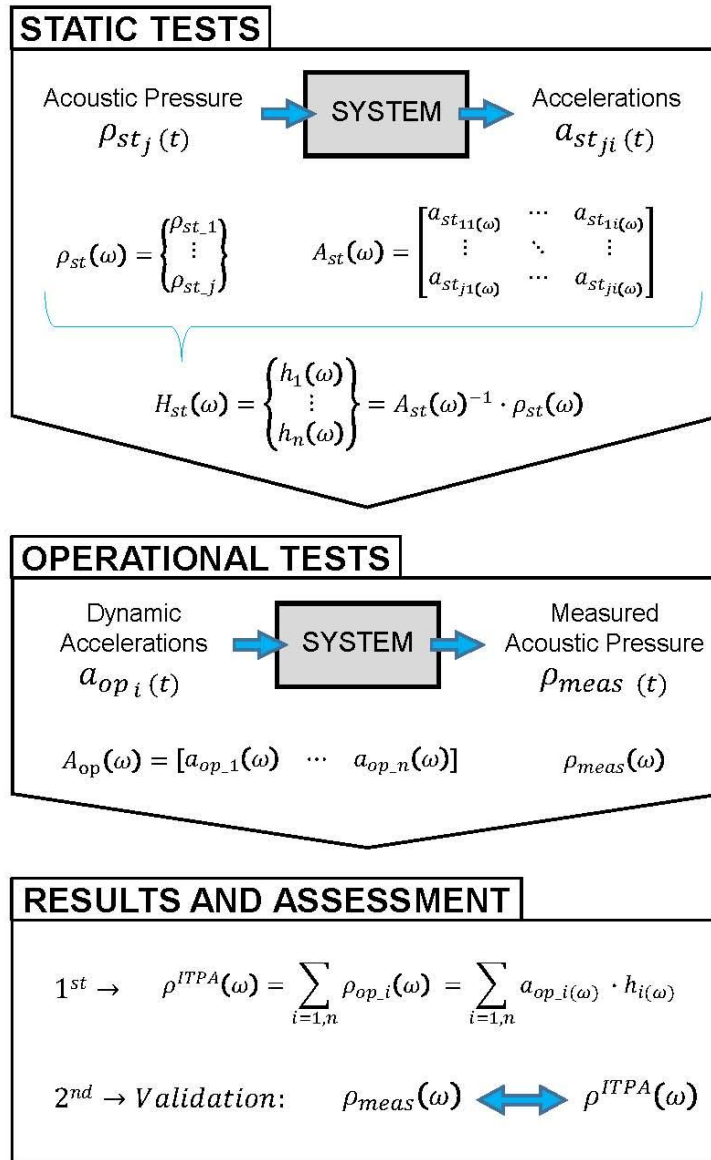


Fig. 4. ITPA procedure flowchart

3. Experimental validation

In order to evaluate the applicability of the methodology, and to have the empirical validation of the ITPA, an experimental test was performed. An exhaustive results assessment was developed, and also, the comparison of the results with the expected ones allowed to present the validation of the method.

3.1 Experimental test

The experimental part of this work was performed on an electric vehicle. The car used for testing was a Peugeot model iON. Due to the urban characteristics of the testing car, a speed range from 0 to 100 km/h was defined for the dynamic test of the stage 2.

To collect accelerations, a set of accelerometers have been installed in the car, six in the three main powertrain mounts (Axial and vertical directions), and two in the rear suspensions supports points in vertical direction (engine location is on the rear axle in this car). Fig. 5 presents the accelerometers placed in their locations.

Due to the equipment limitations, only the eight paths presumed to be radiating the most structure-borne noise were instrumented. This channel limitation can be assumed because a missing path will not change the structural behaviour of the system. Thus the method still can be proved.

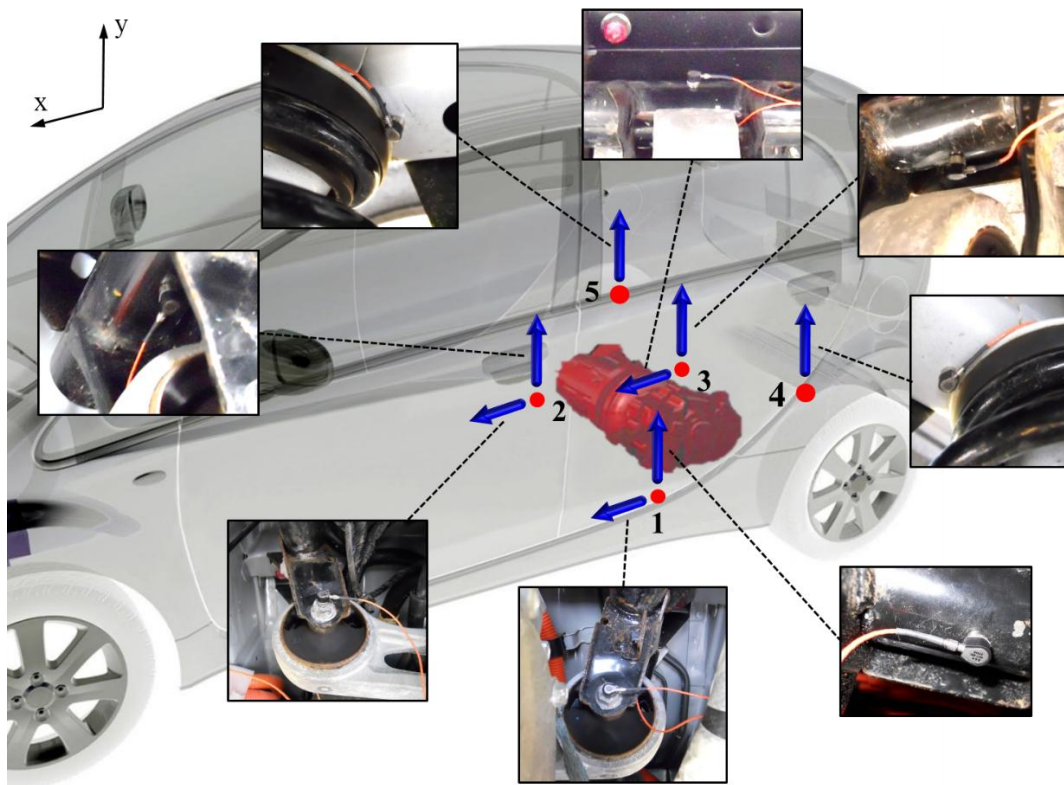


Fig. 5. ITPA source-path-receiver system example

Details about the different positions within the car, and corresponding paths, can be found in the Table 1. Accelerations will be measured at the eight directions shown in the table.

Table 1: Accelerometers locations and measurement directions on the vehicle

Path	Location	Position	Direction
1	Engine mount (Front left)	1	Vertical (y)
2	Engine mount (Front right)	2	Vertical (y)
3	Engine mount (Rear)	3	Vertical (y)
4	Left suspension	4	Vertical (y)
5	Right suspension	5	Vertical (y)
6	Engine mount (Front left)	1	Axial (x)
7	Engine mount (Front right)	2	Axial (x)
8	Engine mount (Rear)	3	Axial (x)

The perceived noise inside the car is recorded as a sound pressure by a microphone located near the driver's ear position, according to the standard ISO 5128:1980 [8] (Fig. 6).



Fig. 6. Microphone location inside the car

A wooden clapper specifically designed for working in small spaces was used as a noise source for introducing the acoustic pressure in the system. This device is powerful enough to excite the car structure, as well as portable, very easy to work with, and provides good repeatability during the tests. Clapper characteristics can be found in references [30].

To perform this test, the clapper (Fig. 7) is placed over the driver seat, thus ensuring the noise source origin is as close as possible to the driver position. The tester should operate the clapper from the rear seat, shielded behind the driver seat back rest, to minimise, as much as possible, interfering with the sound propagation inside the car.

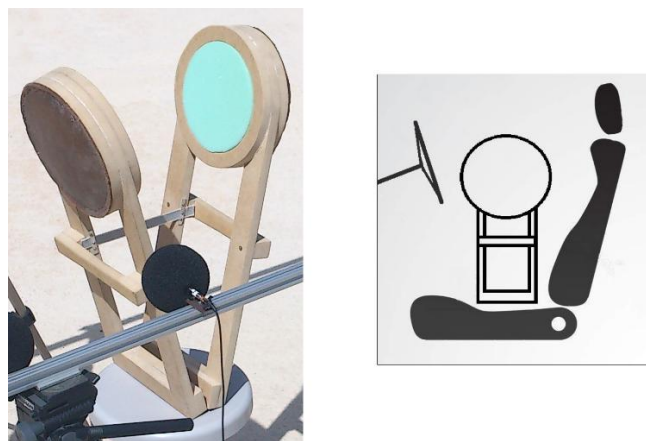


Fig. 7. Noise source (Clapper) and position inside the car

To avoid the influence of any acoustic bouncing effect through the windows, the car was placed inside a semi-anechoic chamber (Fig 8). This way, the influence of any source from the exterior of the vehicle is also avoided.



Fig. 8. Vehicle inside the semi-anechoic chamber

A series of static tests was performed, using the clapper to introduce an acoustic pressure (ρ_{st_j}) inside the car, near to the driver position. Then, the acoustic pressure, and the corresponding produced accelerations (A_{st_ji}) at the defined points, were registered. An example of recorded data from a clapper test can be seen in Fig. 9.

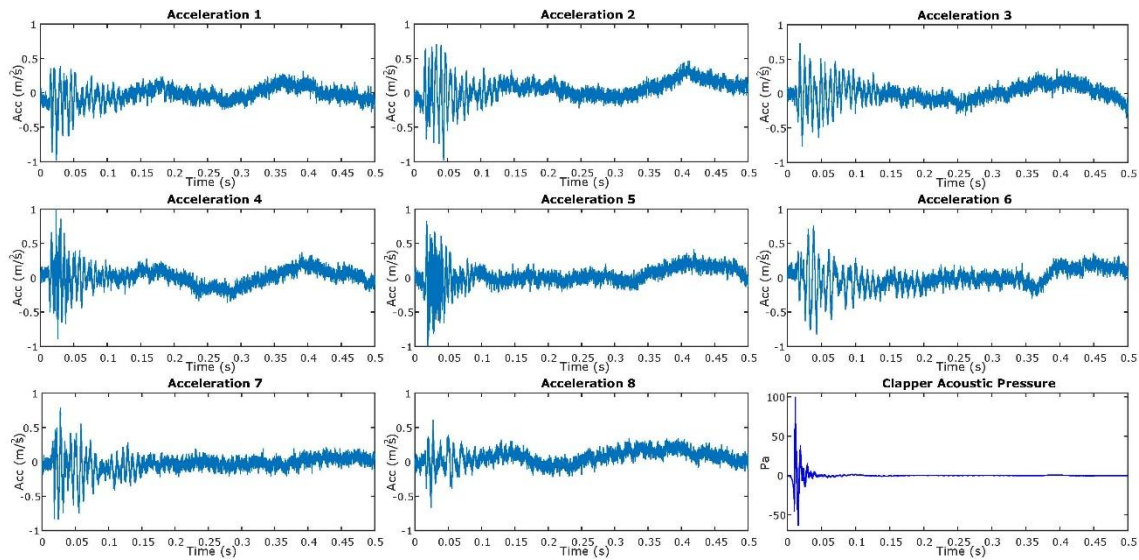


Fig. 9. Recorded data from a clapper test in the time domain

Equation 5 requires the use of the inverse matrix method to calculate the noise transfer function H_i . In order to obtain the square accelerations matrix, at least eight clapper tests are required, given that eight paths have been considered. However, to avoid possible errors due to manual manipulation of the clapper, instead of eight, a total of 40 clapper test were performed in this work. These tests were split into five groups, in order to calculate the mean

values. Then the obtained eight test mean values were introduced in the Equation 5 to obtain the noise transfer function H_i .

For the dynamic test, the car was secured on a chassis dynamometer (Fig. 10) and a run-up test from 0 to 100 km/h was performed. Accelerations and the acoustic pressure inside the cabin were recorded, using the already installed instrumentation in the car. The different signals recorded during this stage are presented in Fig. 11.



Fig. 10. Car installed on the roller bench

Once the dynamic part of the test has been performed, the ITPA calculated acoustic pressure (ρ^{ITPA}) can be obtained by applying the Equation 6. Thus, it will allow to determine, not only the global noise perceived in the cabin, but also to identify the particular behaviour of each considered path, and its partial contribution to the cabin noise, depending on the frequency.

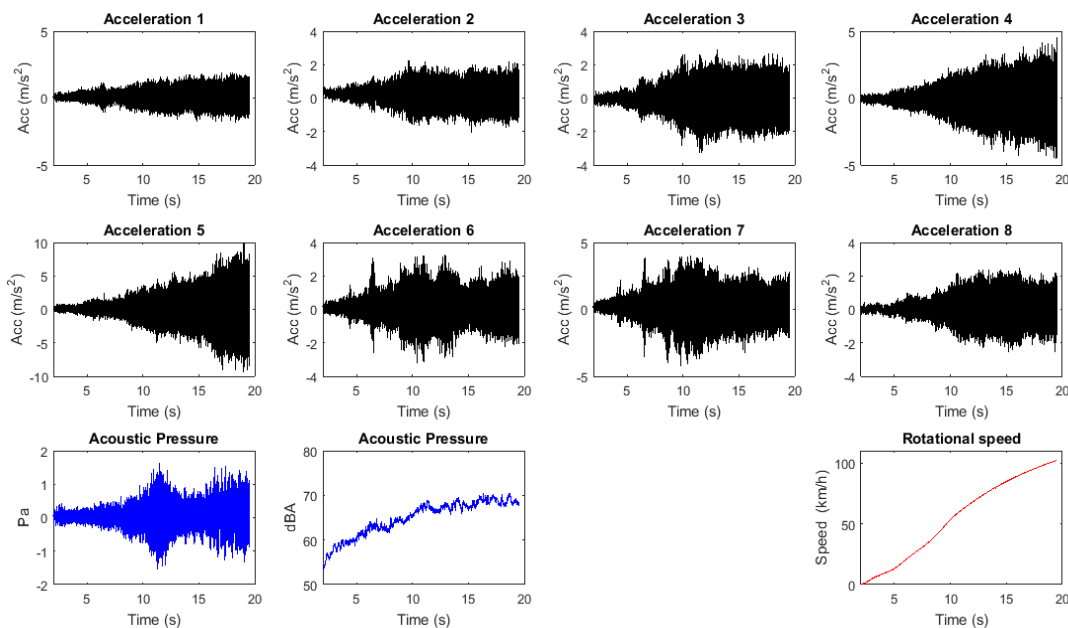


Fig. 11. Example of the data gathered during the dynamic test

3.2 Evaluation of the results

Fig. 12 shows the obtained sound pressure level for the different transmission paths (Fig. 5), presented in a 3D plot of Frequency, Speed and Acoustic Pressure.

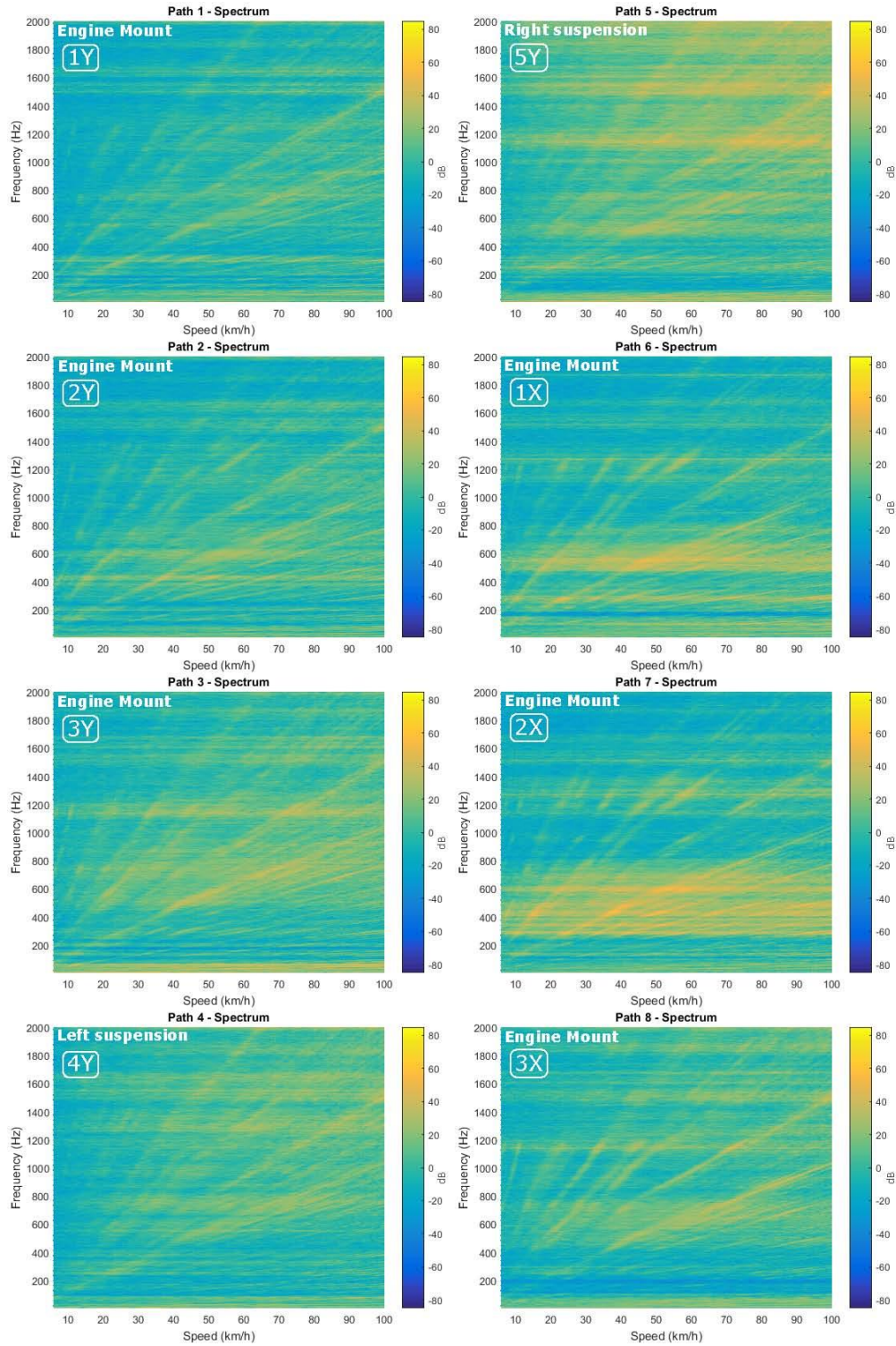


Fig. 12. Sound pressure level in dB(A) for each transfer path against frequency and vehicle speed

Looking at the Fig. 12, it is noticeable that the different noise contribution, from each path, depends on the frequency region. Low (<500 Hz) and medium (500–1200 Hz) frequencies are more impacted by the 1st to 3rd paths and the 6th to 8th paths, which corresponds to the engine mounts. High frequency region is dominated by the influence of the 4th and 5th paths, which are the suspension points.

Thus the initial conclusion is that electric motor has a major influence in low and medium frequency ranges, whilst the suspensions are the critical elements at the higher frequencies. But in a system like this, with having so many different elements in movement inside a complex car structure, initial conclusions are not enough, and a deeper study of the different harmonics, and paths contributions, is necessary.

There are several harmonics signals that are present, to a greater or lesser extent, in all of the noise path contribution charts. The identification of these main harmonics is crucial to identify relevant noise transfer paths, and possible solutions in the assessment.

The physical system in this work is a powertrain composed of an electric motor and a transmission. The electric motor has 4 pair of poles, and 16 coils distributed along 48 stator dents. The transmission system consists of two gear pairs, with an intermediate shaft. The first pair of gears is composed by a 25 teeth pinion rotating in conjunction with the motor, and a 42 teeth gear wheel which rotates with the intermediate shaft. The second pair of gears includes an 18 teeth pinion in the intermediate shaft and a 65 teeth gear wheel rotating in conjunction with the wheels' shaft.

Several harmonics are expected in this system. The first harmonic, or reference order, in the system will be the electric motor rotation. Then harmonics due to the rotor pair of poles, rotor poles, stator coils and stator dents should be present as orders 4, 8, 16 and 48 respectively. Regarding the harmonics due to the transmission, orders 0.16, 0.6, 10.71 and 25 should be identifiable too. This is due to the physical characteristics of two gear pairs, with an intermediate shaft (see Table 2 for more details).

Table 2: Main harmonics of the system

Harmonic	Rationale	Order number
Transmission: Wheel (two helical gears pairs)	(25/42) x (18/65)	0.16
Transmission: Intermediate shaft (first gear pair)	(25/42)	0.6
Engine: Rotation (reference)	-	1
Engine: Number of pair of poles (4)	4 x 1	4
Engine: Number of poles (8)	8 x 1	8
Transmission: Second pair pinion	(25/42) x 18	10.71
Engine: Number of stator coils (16)	16 x 1	16
Transmission: First pair pinion	25 x 1	25
Engine: Number of stator dents (48)	48 x 1	48

Fig. 13 shows a calculated acoustic pressure (ρ^{ITPA}) chart detail, between 5 to 100 Hertz, with the first three harmonics identified. Several harmonics of the wheel rotation order (0.16) can be found together with the main orders.

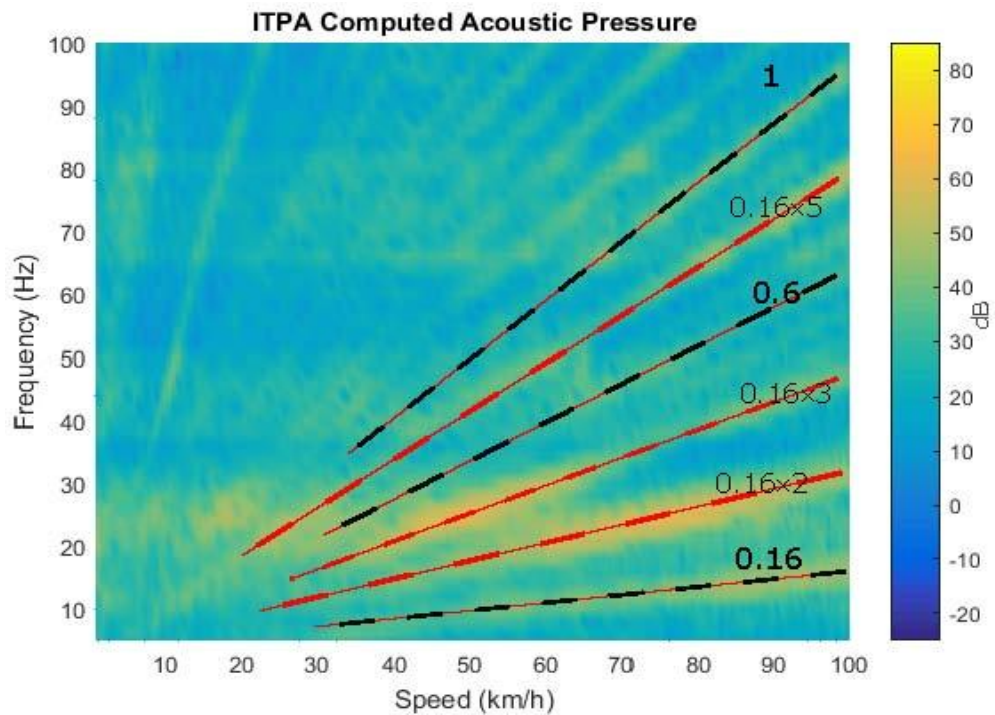


Fig. 13. Detail of calculated acoustic pressure (ρ^{ITPA}) lower frequencies, showing the lower engine orders

The rest of the main orders, or harmonics, are presented in Fig. 14, where the ρ^{ITPA} shows a similar shape to the individual paths, but with higher levels of acoustic pressure. In the lower part of this chart, the wheel harmonics are clearly noticeable as well.

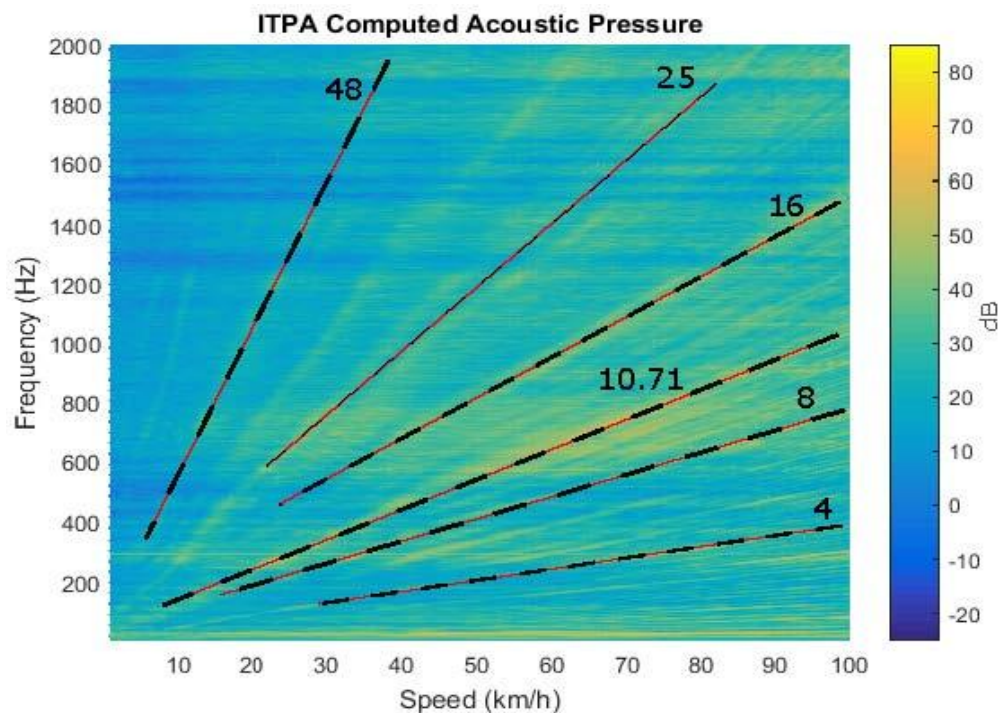


Fig. 14. STFT of calculated acoustic pressure (ρ^{ITPA}), illustrating the higher engine orders

Identification of predominant paths is crucial for a noise assessment to become a useful tool. This allows to define the relevant elements within the system, which is necessary to work for improving the noise and vibrational response of a system. To determine the critical, or more relevant path, or paths, a deeper study of the relevant orders in the system is required. Thus, a new serie of charts in the frequency domain, following closely the lines of the main harmonics, was elaborated.

Fig. 15, 16 and 17 present the calculated sound pressure levels (SPL) from each path, for every identified main harmonic in the system. Calculated total SPL (“Sum”) and the total measured SPL (“Meas”) were included at the bottom of the charts, as reference. There is a clear difference in the behaviour of the paths depending on the frequency. Hence SPL order charts have been divided in three groups, lower, medium and higher frequencies.

From lower orders in Fig. 15, it can be concluded that dominant paths correspond to the engine supports on the Y axis. Such a conclusion makes sense since the engine mounts must support the torque when the power is applied to the wheels.

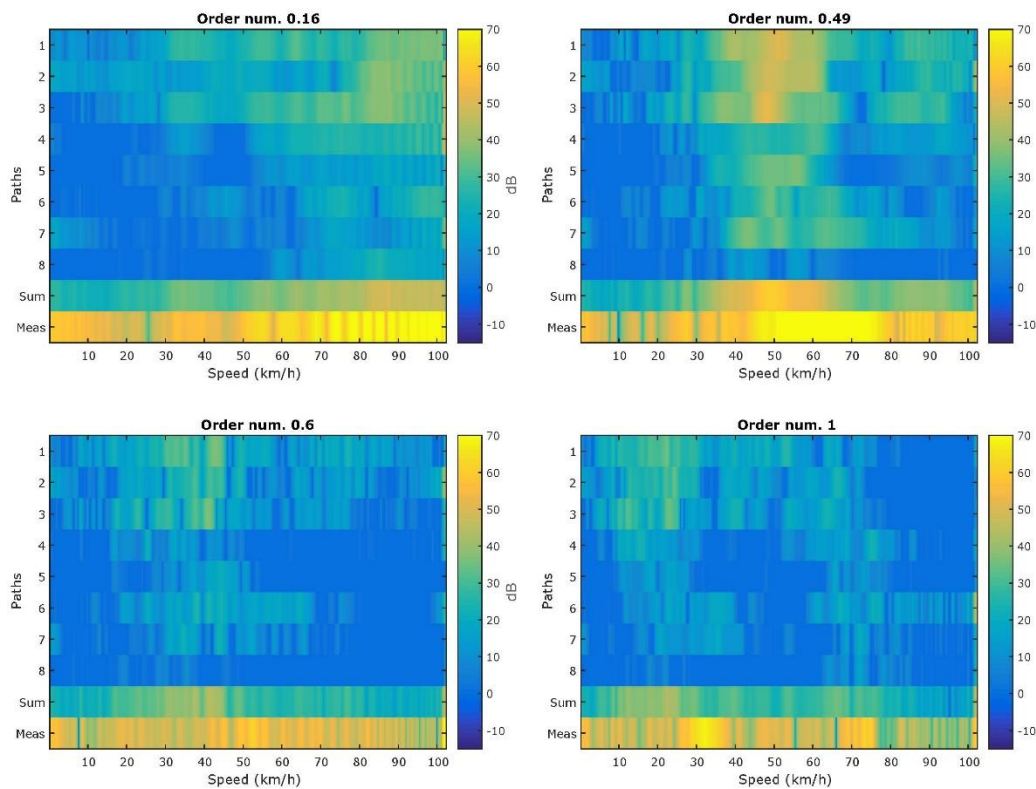


Fig. 15. Sound pressure levels (SPL) due to paths (1–8) in orders 0.16, 0.49, 0.6 and 1

As the medium frequency range is reached, a change in the behaviour is observed (Fig. 16). The 6th and 7th path contributions stand out above the rest. Thus, it means that predominant direction changed here to X axis. The physic sense of such a conclusion is that the behaviour of left and right engine mounts, at these frequencies, need to be improved to offer better support.

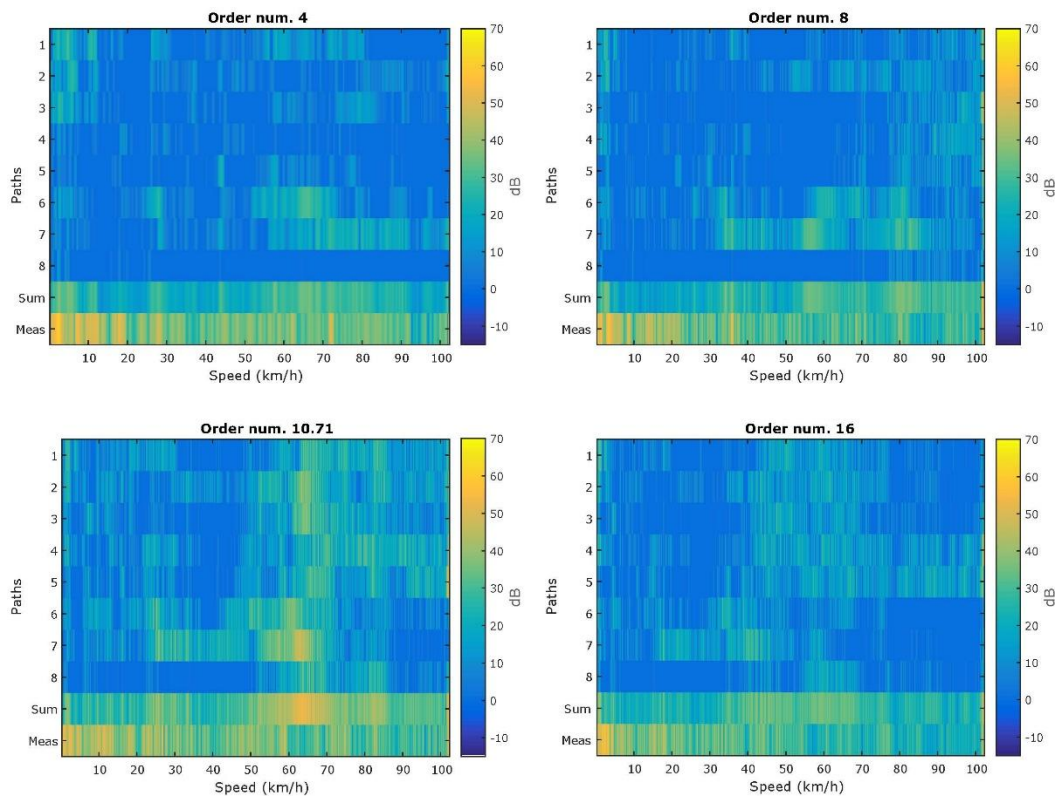


Fig. 16. Sound pressure levels (SPL) due to paths (1–8) in orders 4, 8, 10.71 and 16

In the high frequency range (Fig. 17), 6th and 7th paths are still present, but 4th and 5th path contributions are increasing as the frequency goes up. This means that the main effect changes, from X axis of engine mounts, to the suspension supports. The suspension paths contribution will be more relevant the higher the frequency.

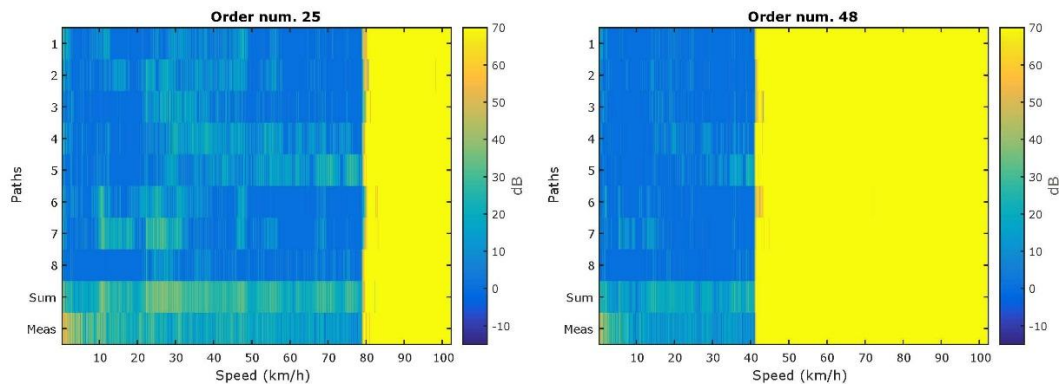


Fig. 17. Sound pressure levels (SPL) due to paths (1–8) in orders 25 and 48

As a summary, it can be concluded that the 1st, 2nd and mainly the 3rd path, bring the more significant contribution in lower frequencies. The medium frequency range is dominated by the 6th and 7th paths. At the higher frequencies 4th and 5th paths are the dominant ones, with some influence from the 6th and 7th paths at the beginning.

3.3 Results assessment and model validation

The independence between static and operational data is the main advantage of this approach over other methods. This avoids the inherent limitations of the “backward–forward” procedures. Here, the noise transfer function comes from static tests, where the system is isolated from external influences.

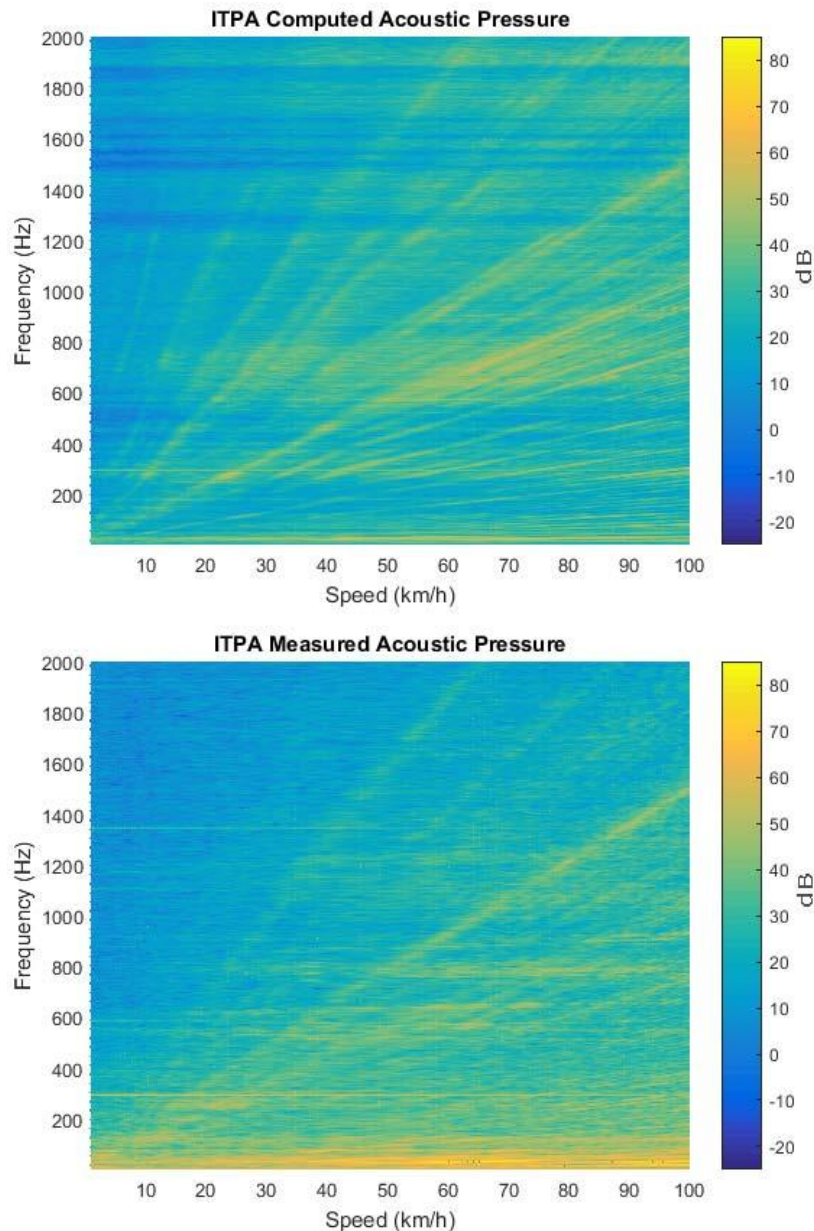


Fig. 18. Calculated (ρ^{ITPA}) Vs the measured (ρ_{meas})

As the ITPA incorporates both static and operational tests, the comparison between the calculated (ρ^{ITPA}) and the measured (ρ_{meas}) acoustic pressure is conclusive enough to assess the validity of the results, and thus, the method itself. Fig. 18 shows two sound pressure level/frequency/speed charts, corresponding to the comparison between, calculated or

computed $\rho^{ITPA}(\omega)$ and measured $\rho_{meas}(\omega)$ signals. As can be seen, both spectrum show an adequate agreement, and all the main harmonics can be clearly identified in both charts.

In the lowest frequency range shown on the Fig. 18, below 200 Hz, there is a frequency band with a noticeable difference in the sound pressure levels, this behaviour is within expectations. It indicates that it may be missing sources or missing paths in the system. The air borne contribution, which is present in the measured signal but not in the calculated one, is clearly a source of variations here. In addition to that, eight channels can be enough to prove a method, but not to exhaustively define a complex structure, like a body car, so due to experimental limitations, some paths could be missed.

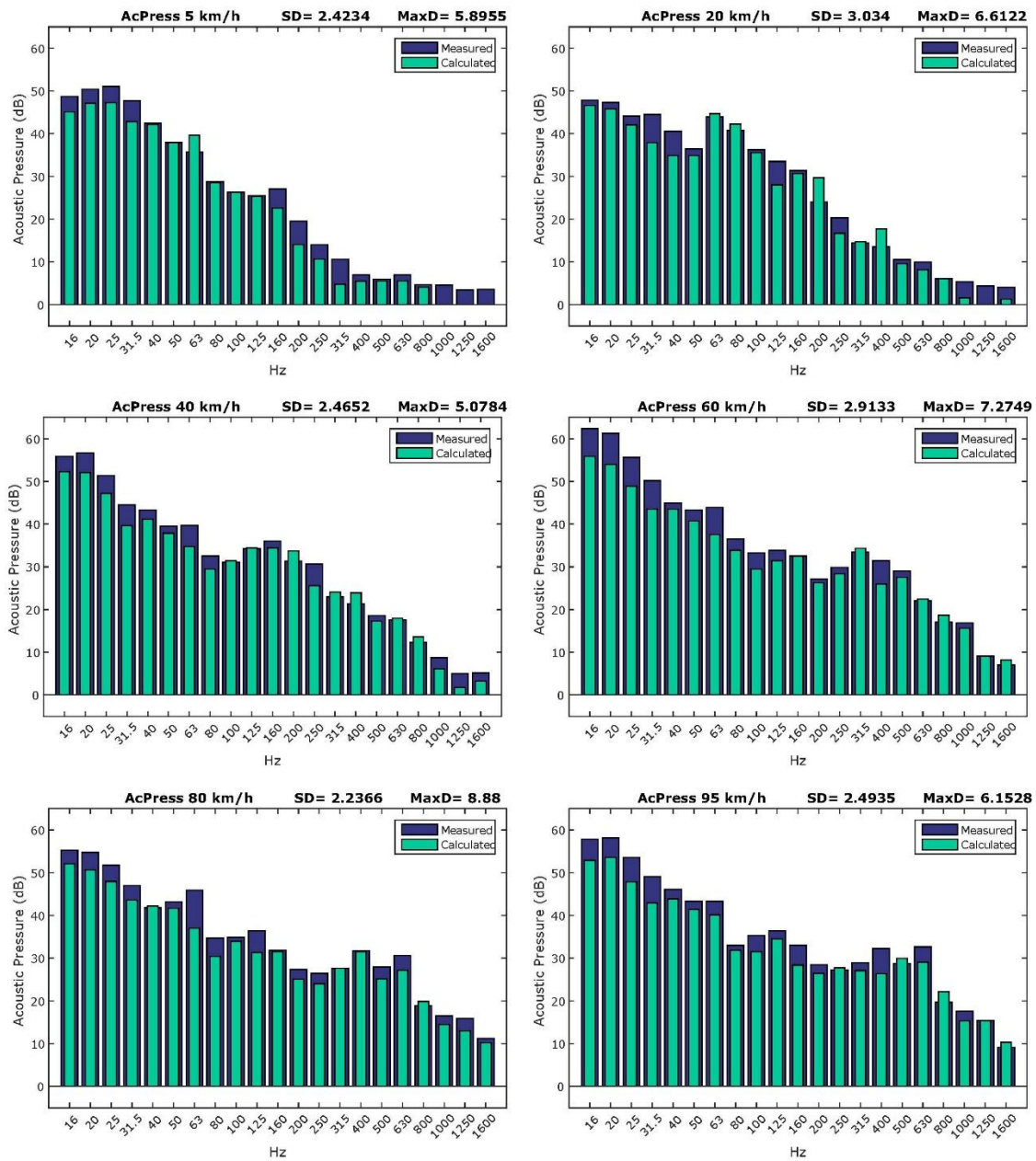


Fig. 19. Calculated (ρ^{ITPA}) Vs Measured (ρ_{meas}) one-third octave bands for representative speeds.

To show the differences between calculated and measured pressure levels, a comparison at several constant speeds has been carried over (Fig. 19). The fact that some punctual bands are higher in the calculated signal than in the measured one is suggesting that a missing path may be overloading some of the existing ones. Also, this effect moves to higher frequencies as speed increases, which perfectly matches with the behaviour of a structural path.

But even considering the existing differences between some bands, the value of average, minimum and maximum difference between measured and calculated sound levels are 1.92dB, -5.25dB and 9.41dB respectively, which is an indication of the good agreement between both spectra.

Fig. 20, an enlargement of the Fig 18, is showing a detail of the region below 350 Hz of both spectra. Harmonic signals are clearly identified, not only matching in both charts but also more defined in the calculated one. It makes easier to find harmonics on the computed signal, which is the goal of the method described in this work.

Moreover, there is an interesting detail in Fig. 20, just below 300Hz. Here, there is a static noise due to the fan installed, in front of the car, for the dynamic test on the roller bench. It can be seen how ITPA is mathematically trying to avoid the effect of this fan, as this is an external noise, and therefore, no included in the noise transfer function of the system. This behaviour demonstrates the suitability of the ITPA methodology, as it is highlighting the noises transmitted by the studied system and reducing those that are considered to be external to the structural paths.

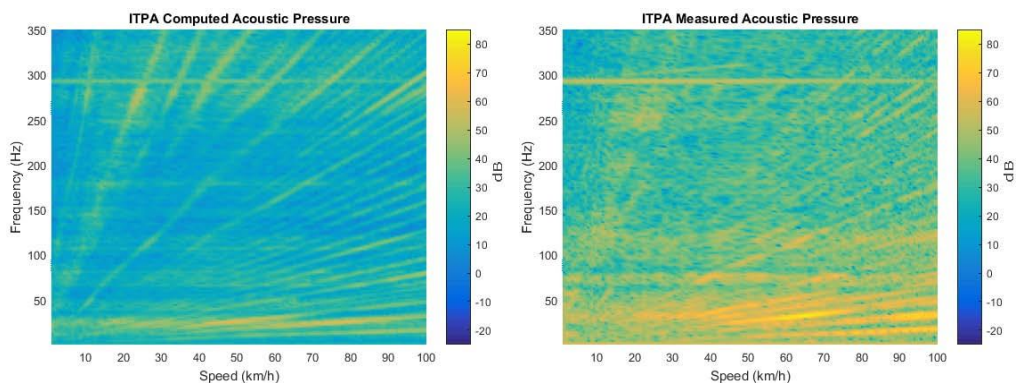


Fig. 20. Lower frequencies detail between Calculated (ρ^{ITPA}) and the measured (ρ_{meas})

A detailed assessment of the test results was exposed to determine which are the relevant paths transmitting vibrations and noise in function of the frequency. It can be concluded that the electric motor paths have a major influence in the low and medium frequency range, whilst the dominant elements in the higher frequency range are the suspensions supports. It is also important to note that the detailed analysis of the main harmonics of the system has brought same conclusions than the work of Diez-Ibarbia et al [15], as it can be seen in the

Fig. 19 of their work, where a summary of the partial paths contributions using TPA on a similar electric car is presented.

ITPA results were validated by comparing the measured and calculated response signals of the vehicle interior noise. The validation showed that the ITPA leads to results in good agreement with reality. ITPA has proved to be accurate enough to analyse and determine the partial paths contributions to a sound, from data in operating conditions,

Thus the suitability of the method has been validated in two ways: Firstly, due to its agreement between calculated and measured sound pressure signals inside the cabin, and secondly by the concordance with the results of other researchers through different methods.

Even considering the differences between the calculated and measured acoustic pressures, the method has been proved. Since a larger number of sources, or paths, can be included for improving the accuracy, without varying the methodology.

4. Conclusions

A novel NVH method was developed in this work. Inverse Transfer Path Analysis basic principles and methodology were presented. An experimental test was conducted on an electric car to prove and validate the model applicability. Conclusions from this research can be summarized as:

- 1- Adequate agreement between measured and predicted noise allows assessing the critical paths on the system. Even without considering the air-borne effect, and with the limited paths considered, the Standard Deviation average is below +/- 3 dB, and the harmonics match with both signals.
- 2- The model can provide accurate conclusions to determine the dominant paths involved in the noise transmission. Based on the empiric experience [2], the overall testing time could be reduced up to one tenth of the testing time needed with other methodologies.
- 3- The omission of the air borne contribution is a limitation in this work, as sound pressure levels between measured and calculated interior noise will always present differences.
- 4- The limited number of paths considered in this test may cause that some path can be neglected. This can be an inconvenience, especially if the model is sensible to the effect of missing paths.

Possible future research topics would mainly concentrate on expanding the number of paths in the test, checking the sensibility of the system when one of the paths is missing, or even testing the model including the airborne paths. It can also be expected that this approach could be introduced for noise assessment tests in the industrial field, where time is a relevant factor.

Thus it can be concluded ITPA is a useful tool to perform NVH assessments on cars. The method is leading to the identification of path contributions to the cabin noise and delivering correct conclusions in car noise assessments. ITPA can be used as a rapid alternative to the TPA method to obtain qualitative results within a short period of time.

REFERENCES

- [1] [Antonio Acri, Eugene Nijman, Edoardo Conrado, Guenter Offner, Experimental structure-borne energy flow contribution analysis for vibro-acoustic source ranking, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 115, 2019, Pages 753-768](#)
- [2] [Kailash Chandra Panda, Dealing with Noise and Vibration in Automotive Industry, Procedia Engineering, Volume 144, 2016, Pages 1167-1174](#)
- [3] [Akın Oktav, Çetin Yılmaz, Günay Anlaş, Transfer path analysis: Current practice, trade-offs and consideration of damping, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 85, 2017, Pages 760-772](#)
- [4] [Daniel J. O'Boy, Automotive wheel and tyre design for suppression of acoustic cavity noise through the incorporation of passive resonators, Journal of Sound and Vibration, Volume 467, 2020, 115037](#)
- [5] [Maria Antonietta Panza, A Review of Experimental Techniques for NVH Analysis on a Commercial Vehicle, Energy Procedia, Volume 82, 2015, Pages 1017-1023](#)
- [6] [Mustafa Tosun, Mehdi Yıldız, Aytekin Özkan, Investigation and refinement of gearbox whine noise, Applied Acoustics, Volume 130, 2018, Pages 305-311](#)
- [7] [Shaogan Ye, Liang Hou, Pandeng Zhang, Xiangjian Bu, Jiawei Xiang, Hesheng Tang, Jiahe Lin, Transfer path analysis and its application in low-frequency vibration reduction of steering wheel of a passenger vehicle, Applied Acoustics, Volume 157, 2020, 107021](#)
- [8] [ISO 5128:1980, Acoustics — Measurement of noise inside motor vehicles](#)
- [9] [Maarten Van der Seijs, Dennis de Klerk, Daniel J. Rixen, General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques, Mechanical Systems and Signal Processing, Volumes 68–69, 2016, Pages 217-244](#)
- [10] [Gert De Sitter, Christof Devriendt, Patrick Guillaume, Erik Pruyt, Operational transfer path analysis, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 24, Issue 2, 2010, Pages 416-431](#)
- [11] [Oriol Guasch, Carlos García, Jordi Jové, Pere Artís, Experimental validation of the direct transmissibility approach to classical transfer path analysis on a mechanical setup, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 37, 2013, Pages 353-369](#)

-
- [12] [Peter Gajdatsy, Karl Janssens, Wim Desmet, Herman Van der Auweraer, Application of the transmissibility concept in transfer path analysis, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 24, Issue 7, 2010, Pages 1963-1976](#)
- [13] [Ping Zhu, Zengwei Wang, Zhiwei Qin, Yang Shen, The transfer path analysis method on the use of artificial excitation: Numerical and experimental studies, Applied Acoustics, Volume 136, 2018, Pages 102-112](#)
- [14] [Taejin Shin, Yeon Soo Kim, Kanghyun An, Sang Kwon Lee, Transfer path analysis of rumbling noise in a passenger car based on in-situ blocked force measurement, Applied Acoustics, Volume 149, 2019, Pages 1-14](#)
- [15] [Alberto Diez-Ibarbia, Mattia Battarra, Juani Palenzuela, Ginés Cervantes, Stephen Walsh, Miguel De-la-Cruz, Stephanos Theodossiades, Laurent Gagliardini. Comparison between transfer path analysis methods on an electric vehicle, Applied Acoustics, Volume 118, 2017, Pages 83-101](#)
- [16] [Karl Janssens, Peter Gajdatsy, Ludo Gielen, Peter Mas, Laurent Britte, Wim Desmet, Herman Van der Auweraer, OPAX: A new transfer path analysis method based on parametric load models, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 25, Issue 4, 2011, Pages 1321-1338](#)
- [17] [Zengwei Wang, Ping Zhu, Yang Shen, Yuanyi Huang, An improved OPAX method based on moving multi-band model, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 122, 2019, Pages 321-341](#)
- [18] [Zengwei Wang, Ping Zhu, A system response prediction approach based on global transmissibilities and its relation with transfer path analysis methods, Applied Acoustics, Volume 123, 2017, Pages 29-46](#)
- [19] [Wu, Ying Xi, Hong Zhou, and Er Bing Wang. "Comparison of Classical and Operational Transfer Path Analysis in Vehicle NVH Improvement." Advanced Materials Research 396–398 \(November 2011\): 2289–93](#)
- [20] [Alireza Seifzadeh, Andrzej Pietrzyk, Peter Göransson, Ramani Ramakrishnan, Experimental investigation of coupling effects of passenger compartment and trunk of a car on coupled system natural frequencies using noise transfer function, Applied Acoustics, Volume 83, 2014, Pages 16-21](#)
- [21] [Ce Liu, Jian Chen, Yong-Bin Zhang, Xiao-Zheng Zhang, Jia-Zhu Li, A method of measuring the powertrain noise for the indoor prediction of pass-by noise, Applied Acoustics, Volume 156, 2019, Pages 289-296](#)
- [22] [David Lennström, Magnus Olsson, Frédéric Wullens, Arne Nykänen, Validation of the blocked force method for various boundary conditions for automotive source characterization, Applied Acoustics, Volume 102, 2016, Pages 108-119](#)
- [23] [Dovydas Vaitkus, Dmitri Tcherniak, Jonas Brunskog, Application of vibro-acoustic operational transfer path analysis, Applied Acoustics, Volume 154, 2019, Pages 201-212](#)
- [24] [Ba-Leum Kim, Jin-Young Jung, Il-Kwon Oh, Modified transfer path analysis considering transmissibility functions for accurate estimation of vibration source, Journal of Sound and Vibration, Volume 398, 2017, Pages 70-83](#)
-

- [25] [Chenguang Wang, Weikang Jiang, A novel transmissibility matrix method for identifying partially coherent noise sources on vehicles, Applied Acoustics, Volume 165, 2020, 107318](#)
- [26] [Haibo Huang, Jiuhui Wu, Xiaorong Huang, Mingliang Yang, Weiping Ding, A generalized inverse cascade method to identify and optimize vehicle interior noise sources, Journal of Sound and Vibration, Volume 467, 2020, 115062](#)
- [27] [Junhua Zheng, Frank J. Fahy, David Anderton, Application of a vibro-acoustic reciprocity technique to the prediction of sound radiated by a motored IC engine, Applied Acoustics, Volume 42, Issue 4, 1994, Pages 333-346](#)
- [28] [Peter Van der Linden, Johannes Fun, "Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles," SAE Technical Paper 931340, 1993](#)
- [29] [Ginés Cervantes-Madrid, Ramón Peral-Orts, Nuria Campillo-Davo, Héctor Campello-Vicente, Clapper as a simple impulse sound source for acoustics assessments in enclosed spaces, Acoustics in Practice, AiP-2020-01, 2020](#)