

DETERMINACIÓN TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE LAS CARACTERÍSTICAS DE AISLAMIENTO DE PIEZAS DE AUTOMOCIÓN

PACS: 43.50.Gf

Iriondo, Jaione¹; Galfarsoro, Unai¹; Aizpuru, Aitziber¹; Fernández de Valderrama, Aitor¹;
Aretxederreta, Unai²

¹: Mondragón Unibertsitatea – Goi Eskola Politeknikoa

Loramendi 4, 20500 Mondragón

Tel.: (34) 943 79 47 00

Fax: (34) 943 79 15 36

E-mail: ugalfarsoro@mondragon.edu

²: Maier Technology Centre

Pol. Ind. Arabieta, 48300 Gernika

Tel.: (34) 946 259 265

Fax: (34) 946 259 258

E-mail: unaare@mtc.maier.es

ABSTRACT

The behaviour of an automotive piece with noise insulation requirements from the engine compartment to the passenger compartment has been analyzed. The insulation (Transmission Loss, TL) of such a piece has been determined, experimentally, analytically using different models, and through simulation using the finite element method. The study has been done for diffuse incident field (reverberation chamber environment) and normal incident field (Kundt tube environment)

RESUMEN

Se ha analizado el comportamiento de una pieza de automoción con requerimientos de aislamiento del ruido de la zona del motor a la zona del habitáculo de pasajeros. Se ha determinado el aislamiento (Transmission Loss, TL) de dicha pieza, tanto de forma experimental, como de forma analítica utilizando diferentes modelos, como mediante simulación utilizando el método de los elementos finitos. El estudio se ha hecho para campo incidente difuso (entorno de cámara reverberante) y campo incidente normal (entorno de tubo de Kundt)

1. INTRODUCCIÓN

Hoy en día, debido a los crecientes requerimientos de confort acústico de las piezas de automoción, son necesarios estudios acústicos para corroborar el comportamiento acústico de este tipo de piezas antes de su validación definitiva. El denominado aislamiento acústico (en inglés Transmission Loss, TL) es uno de los parámetros más importantes entre los parámetros acústicos exigidos a las piezas de automoción. En concreto, la pieza estudiada forma una barrera entre la zona del motor y el habitáculo del vehículo donde van los pasajeros, es el elemento que evita la transmisión del ruido hacia las personas que van en el vehículo.

La determinación del aislamiento acústico se ha realizado en un entorno de ruido incidente difuso (modelos de Davy y Sharp, simulación con el software Virtual.Lab y ensayos experimentales con cámaras reverberante-libre) y por otro lado, en un entorno de ruido incidente normal (simulación con Virtual.Lab y ensayos experimentales en Tubo de Kundt).

La pieza analizada es de espesor 2,5 mm y material polipropileno con 30% de fibra de vidrio, cuyas características, determinadas siguiendo la norma ASTM E 756-04 [1], son:

Densidad = 1132 kg/m³

Módulo de Young = 7,55 GPa

Factor de pérdida = 0,046

Módulo de Poisson = 0,34

2. DETERMINACIÓN DEL AISLAMIENTO ACÚSTICO EN ENTORNO DE CAMPO DIFUSO

2.1. Estudio Analítico

En la Figura 1 se puede observar una típica pérdida de transmisibilidad de un panel simple isotrópico, en ella se han indicado varios rangos característicos de frecuencia [2]. A bajas frecuencias, la pérdida de transmisibilidad está controlada por la rigidez del panel. A la primera frecuencia de resonancia del panel, la transmisión de ruido es muy alta, y consecuentemente, la pérdida de transmisibilidad pasa por un mínimo determinado en parte por el amortiguamiento del sistema. A frecuencias mayores que la primera frecuencia de resonancia, generalmente existe un amplio rango de frecuencia en el cual la pérdida de transmisibilidad está controlada por la densidad del panel. En este rango de frecuencia (denominado como el rango de ley de masas, debido a la dependencia lineal aproximada de la pérdida de transmisibilidad con la masa del panel) la pérdida de transmisibilidad se incrementa en 6 dB por octava. En la zona de frecuencias cercanas de la frecuencia crítica, existe coincidencia de la onda de flexión y onda acústica, y la pérdida de transmisibilidad tiene una caída. Finalmente a frecuencias muy altas, la pérdida de transmisibilidad otra vez se incrementa con la frecuencia, siendo controlada con el amortiguamiento, y la pendiente en esta zona es del orden de 9 dB por octava.

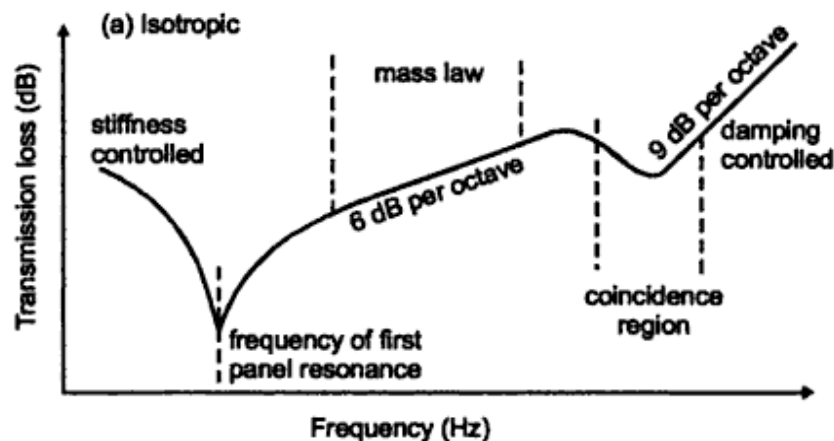


Figura 1 – Pérdida de transmisibilidad típica de un panel isotrópico en función de la frecuencia caracterizado por la frecuencia crítica

Una de las vías de análisis del aislamiento acústico para la pieza es el estudio analítico. Este estudio se realiza a través de los modelos de cálculo de Davy y de Sharp [2], [3], para el caso de estudio de paneles simples, de un área determinada. Ambos son modelos numéricos similares que estiman el comportamiento acústico de manera analítica, si bien el modelo de Davy es ligeramente más preciso a bajas frecuencias mientras que el modelo de Sharp lo es en las frecuencias cercanas a la frecuencia crítica (f_c) del cuerpo.

2.2. Simulación Mediante Elementos Finitos

Otro enfoque para calcular el aislamiento acústico es el de realizar una simulación, creando un modelo de elementos finitos de la pieza de automoción sobre el cual se han llevado a cabo las simulaciones de aislamiento, y utilizando para ello el software de análisis acústico Virtual.Lab [4], [5], [6], [7]. El modelo creado se presenta en la figura siguiente:

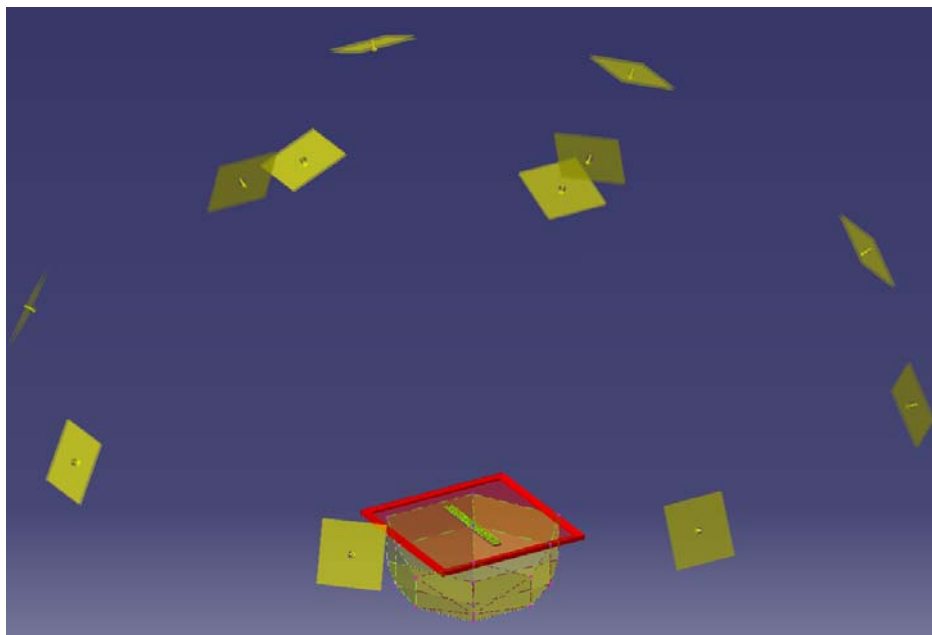


Figura 2 – Modelo de simulación de la pieza de automoción

Tal y como se puede ver en la Figura 2, para generar un campo difuso se ha creado una distribución de fuentes sonoras planas, que conjuntamente consiguen formar dicho campo. La pieza (en color verde) se ha colocado sobre un 'baffle' infinito (en color rojo), que consiste en un plano a través del cual no se permite pasar la presión sonora. Con la colocación de las fuentes sonoras se conoce la presión sonora incidente y para determinar el nivel de presión sonora transmitido se coloca un 'field point' de forma semiesférica sobre el que se calcula la presión transmitida. Relacionando ambas presiones, incidente y transmitida, es posible determinar el aislamiento acústico proporcionado por la pieza de automoción sometida a estudio.

Finalmente hay que comentar que se ha simulado el aislamiento acústico tanto de la pieza en sí, con toda la geometría real en detalle (incluyendo acanalamientos, nervios, etc.), como de una placa plana de las mismas dimensiones exteriores. La pieza, por su nivel de detalle, requiere de un número de elementos mucho mayor que la placa, y por tanto de un tiempo de cálculo mayor. Nota: Para el caso de la pieza el cálculo se ha extendido sólo hasta 2000 Hz, a partir de ahí el mallado utilizado no es lo suficientemente denso como para extender el cálculo a mayores frecuencias.

2.3. Estudio Experimental

La determinación del aislamiento acústico en entorno de campo difuso se ha realizado utilizando el dispositivo experimental de la Figura 3 [8]. Se dispone de una cámara reverberante que en su interior tiene un sistema de altavoces montados formando un dodecaedro, para generar dentro de la cámara un campo difuso. Esta cámara reverberante, a su vez, está situada dentro de una cámara anecoica. La cámara reverberante tiene en la parte superior una abertura o ventana donde se coloca la pieza a medir. Con la ventana abierta (es decir, sin colocar la pieza) se calcula la potencia sonora que sale fuera de la cámara reverberante mediante la intensidad sonora medida y el área de la ventana. A continuación se coloca la pieza de polipropileno en la ventana y se sella todo el contorno para que no escape el ruido por dicho contorno, y se vuelve a calcular la potencia sonora que en esta nueva configuración sale fuera de la cámara reverberante mediante la intensidad sonora medida y el área de la ventana. El aislamiento sonoro (TL) de la pieza se calcula por la diferencia de potencia sonora entre la ventana abierta y la ventana cerrada por la pieza.

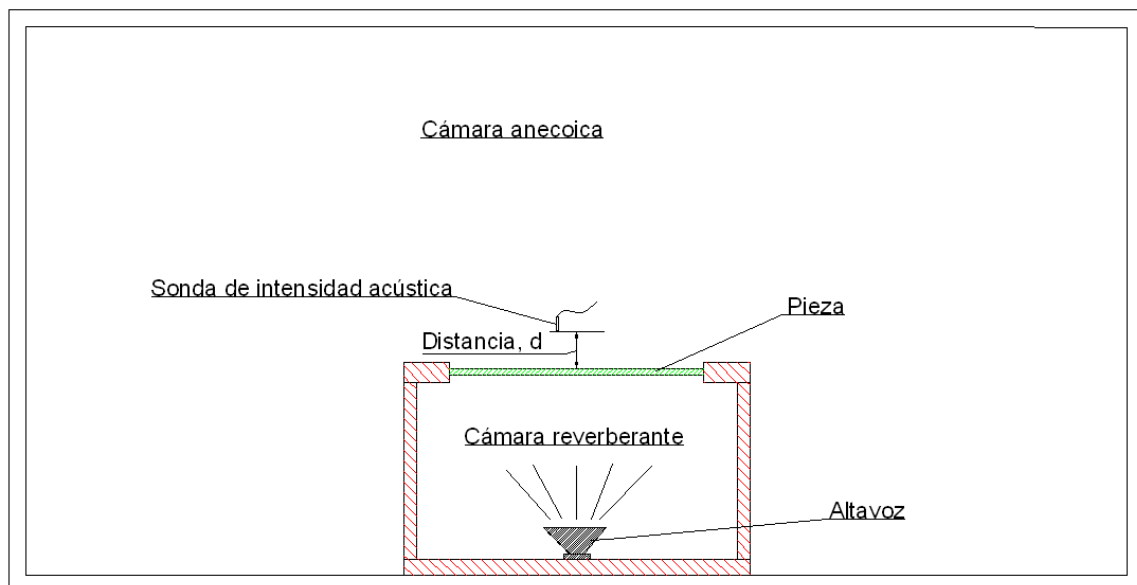


Figura 3 – Comparación de resultados en entorno de campo difuso

2.4. Comparación De Resultados

Tras describir los diferentes modos de estudio del aislamiento de la pieza de automoción para campo difuso, a continuación se presentan en una misma gráfica todos los resultados obtenidos para facilitar la comparación y análisis de resultados:

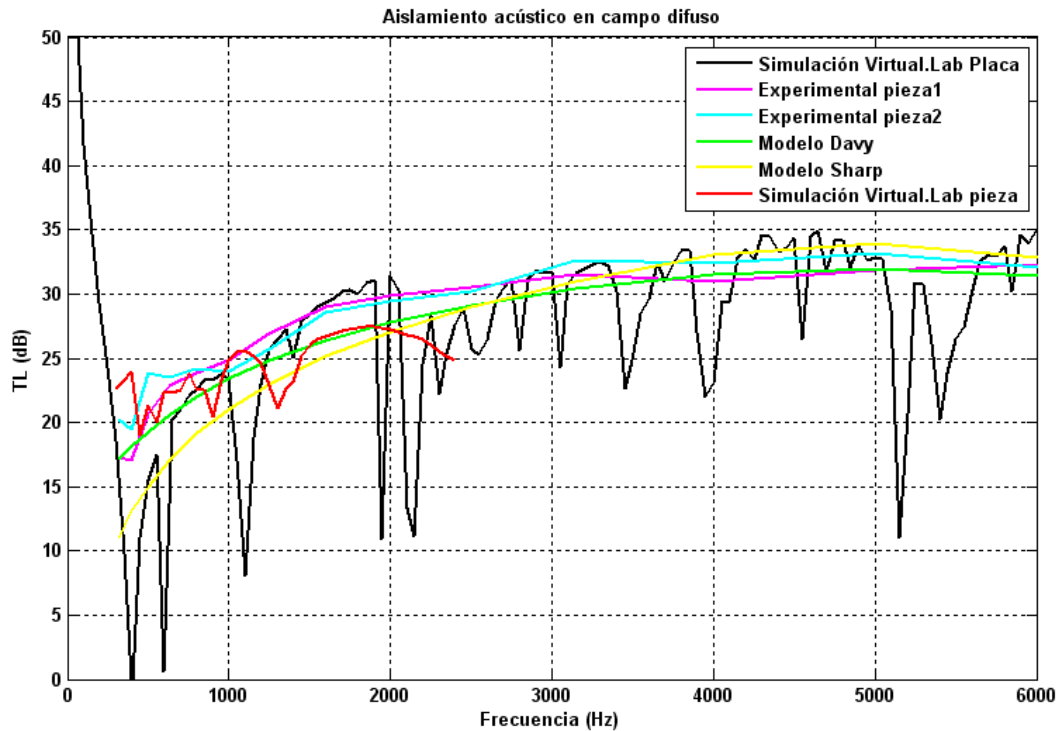


Figura 4 – Comparación de resultados en entorno de campo difuso

Se puede afirmar que los resultados analíticos y experimentales son muy similares, y los simulados también siguen las mismas tendencias. Hay que destacar que las caídas en los resultados simulados se deben a los modos naturales de vibración de los modelos, cuya influencia se podría reducir aumentando el amortiguamiento de los mismos; no obstante, el contorno de la curva da muy buenos resultados.

De los resultados se concluye que existe una buena correlación entre las diferentes vías de cálculo del aislamiento acústico, y que para obtener un buen resultado es suficiente con métodos analíticos simples sin tener que utilizar métodos de simulación más avanzados.

3. DETERMINACIÓN DEL AISLAMIENTO ACÚSTICO EN ENTORNO DE CAMPO NORMAL

En la Universidad de Mondragon se dispone de un sistema de tubos de Kundt para medir el aislamiento acústico, el "Transmission Loss Tube Kit (50 Hz – 6.4 kHz) Type 4206-T" de Bruel & Kjaer. Las mediciones se han llevado a cabo siguiendo la norma [9].

Para sonido incidente normal, todos los estudios se han realizado sobre probetas con los mismos tamaños y formas que los utilizados experimentalmente en el tubo de Kundt, es decir, empleando probetas circulares de diámetro 100 mm (para rango 50 Hz – 1600 Hz) y 29 mm (para rango 500 Hz – 6400 Hz).

3.1. Simulación Mediante Elementos Finitos

La simulación para este tipo de entorno con un campo sonoro incidente normal se ha efectuado con el programa Virtual.Lab, de dos maneras distintas.

En primer lugar se ha simulado el aislamiento acústico de las muestras circulares siguiendo el mismo proceso seguido para el campo difuso. La principal diferencia con el campo difuso es

que en esta ocasión tan solo se coloca una fuente sonora en la dirección normal a la muestra, mientras que para el campo difuso existía una distribución de fuentes planas, que en su conjunto creaban el citado campo difuso. El modelo creado ha sido el siguiente:

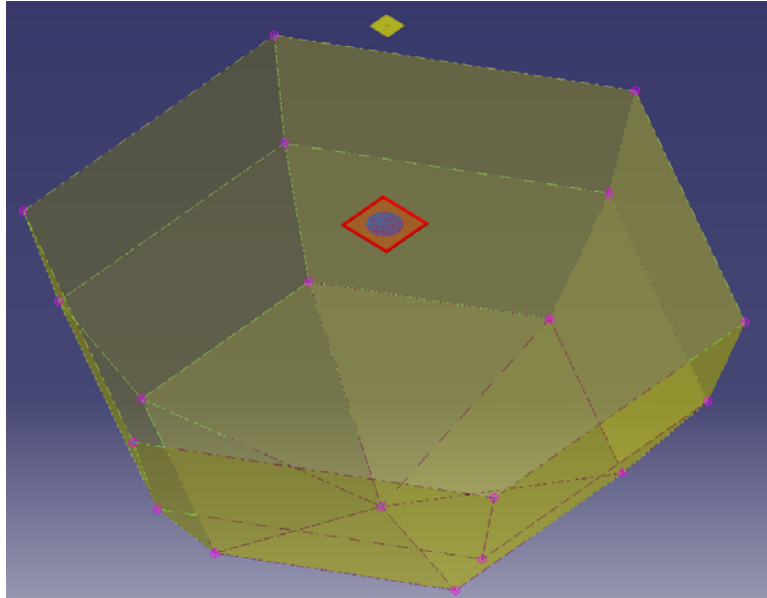


Figura 5 – Modelo de simulación de probeta circular con una fuente sonora en la dirección normal a la muestra y sin crear el entorno del tubo

Al igual que para el procedimiento experimental, se han simulado probetas de 29 mm y 100 mm de diámetro. En el caso de la probeta de menor diámetro, debido a la existencia de una frecuencia de resonancia inmediatamente después al rango de frecuencias de interés (500 Hz a 6400 Hz), los resultados no resultan de interés debido a que quedan desvirtuados. Ante esta situación se ha decidido extender el cálculo con las probetas de 100 mm de diámetro para poder tener resultados válidos hasta las frecuencias del tubo de Kundt (hasta 6400 Hz).

En el segundo método de simulación se ha generado un modelo para el propio tubo y se ha colocado la muestra dentro de él, respetando todas las dimensiones del sistema de tubos experimental. En el modelo no se ha creado una fuente sonora sino unas condiciones de contorno de velocidad en uno de los extremos de dicho tubo, que son las que generan la presión sonora incidente sobre las muestras. Cabe destacar que la colocación en el tubo de las muestras equivale a una condición de apoyado en las simulaciones llevadas a cabo.

El modelo de trabajo es el siguiente:

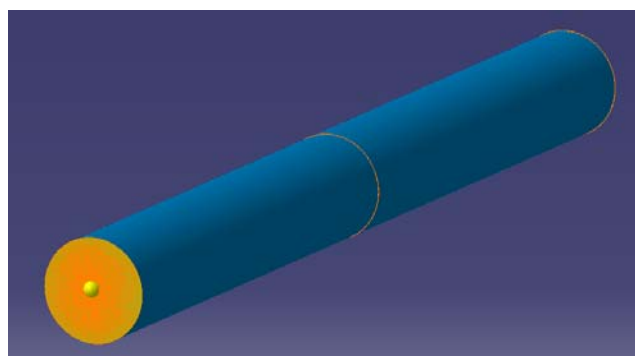


Figura 6 – Modelo de simulación de probeta circular incluyendo el entorno del tubo

3.2. Estudio Experimental

El sistema de tubos de Kundt permite la determinación experimental de la absorción y el aislamiento acústico de diferentes materiales y combinaciones de los mismos, donde la incidencia sobre las muestras es perpendicular (campo plano). En la Universidad de Mondragon se dispone del sistema "Transmission Loss Tube Kit (50 Hz – 6.4 kHz) Type 4206-T" de Bruel & Kjaer.

Se analizan muestras cilíndricas de diámetros de 100 mm y 29 mm, en función del rango frecuencial que se quiera medir. Existen dos configuraciones posibles, una con tubos de diámetro de 100 mm, con la que se miden las frecuencias de 50 Hz a 1600 Hz, y otra segunda configuración con tubos de 29 mm, con la que se miden las frecuencias de 500 Hz a 6400 Hz. Se ve que existe un rango de frecuencias común para ambas configuraciones. Por tanto, de 50 Hz a 500 Hz se consideran los valores del tubo grande, y de 1600 Hz a 6400 Hz se consideran los valores del tubo pequeño, mientras que en el rango común entre 500 Hz y 1600 Hz se realiza una media ponderada entre los valores de cada tubo dando más importancia al tubo grande a bajas frecuencias, y al tubo pequeño a altas frecuencias.

3.3. Comparación De Resultados

Tras describir las simulaciones y las mediciones experimentales para el estudio del aislamiento acústico de la pieza de automoción para campo normal, a continuación se presentan en una misma gráfica todos los resultados obtenidos para facilitar la comparación y análisis de resultados:

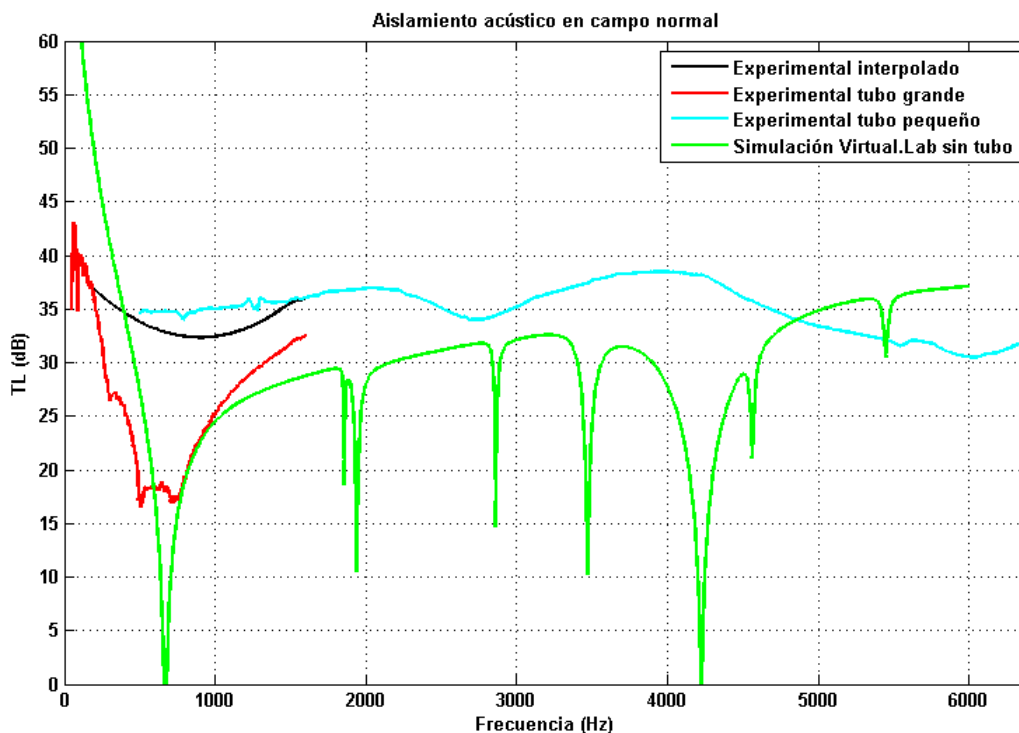


Figura 7 – Comparación de resultados en entorno de campo normal

Los resultados de simulación con Virtual.Lab muestran que, mediante el método llevado a cabo sin generar un modelo para el tubo, existe una mejor correlación que para el caso en el que sí se genera un modelo para el propio tubo. No obstante, ambos resultados no son lo suficientemente precisos y requieren de más investigación. Hay que destacar que las caídas en los resultados simulados se deben a los modos naturales de vibración de los modelos, cuya influencia se podría reducir aumentando el amortiguamiento de los mismos.

4. CONCLUSIONES

La correlación entre las distintas vías de determinación del aislamiento acústico para entornos de campo difuso ha resultado muy satisfactoria, obteniendo niveles de aislamiento realmente similares tanto analíticamente como experimentalmente como mediante simulación con el método de los elementos finitos. Además, modelos de elementos finitos con la geometría de una pieza “complicada” simplificada a un panel plano o incluso simples fórmulas analíticas permiten obtener buenos resultados sin necesidad de modelos complicados.

Esto no ha sido tan evidente en entornos de campo normal, en el que los niveles de aislamiento acústico simulados han estado más distanciados de los resultados experimentales. En el caso de una simulación mediante el método llevado a cabo sin generar un modelo para el tubo, existe una mejor correlación que para el caso en el que sí se genera un modelo para el propio tubo.

AGRADECIMIENTOS

La presente investigación ha sido financiada por Maier Technology Centre, al cual hay que agradecer la posibilidad de llevar a cabo el trabajo explicado y todo el apoyo logístico para la realización del mismo. Maier es el propietario de todos los resultados de la investigación.

REFERENCIAS

- [1] ASTM E 756-04 (2004). Standard test method for measuring vibration-damping properties of materials
- [2] David A. Bies, Colin H. Hansen; Engineering Noise Control: Theory and Practice (3rd edition); Spon Press; 2003
- [3] David A. Bies, Colin H. Hansen; Engineering Noise Control software (v3.5)
- [4] Manuales de LMS Virtual.Lab v10SL1
- [5] Manuales de LMS Sysnoise 5.6 SPN
- [6] Ejemplo del tutorial “LMS SYSNOISE Rev 5.6, 16.11 Acoustic Transparency”
- [7] Jeremy W. Trevathan, John R. Pearse; Resonant and Non-Resonant Sound Transmission loss of a Finite Panel; Building Acoustics, 13(1), 2006, pp.13-22
- [8] F. Marulo, T. Polito, “Comparisons of panel solutions for noise and vibration reduction”, Proceedings of ISMA (2004)
- [9] ASTM E2611 – 09. Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials Based on the Transfer Matrix Method