

Modelado de paneles acústicos ranurados



J. Carbajo¹, J. Ramis¹, L. Godinho², P. Amado-Mendes²

¹ Universidad de Alicante, España

² Universidade de Coimbra, Portugal

jesus.carbajo@ua.es

EAA - Best Paper and Presentation Awards 2016

PACS: 43.20.Bi; 43.55.Ev

Resumen

El comportamiento acústico de un medio poroso común depende en gran medida de su porosidad abierta, consistiendo ésta en una red interconectada de poros que incluye porosidades cinemáticas y «sin salida». Una porosidad «sin salida» adecuadamente seleccionada puede ayudar a mejorar las propiedades de absorción acústica de dichos materiales gracias a los intercambios térmicos entre los fluidos en cada uno de estos poros. Este trabajo presenta un modelo que trata situaciones como las anteriores para el caso específico de paneles rígidos con orificios circulares dispuestos periódicamente y que contienen poros sin salida en forma de ranura. Para ello, se utilizan las soluciones analíticas que describen la propagación de ondas acústicas en poros de sección circular y en ranuras. Los resultados preliminares muestran la capacidad absorbente de estos sistemas, haciendo de ellos una interesante alternativa a las soluciones de panel perforado tradicionales. Además, el modelo demuestra ser una herramienta útil para estimar sus propiedades acústicas de una manera sencilla que también puede extenderse a otras geometrías.

Abstract

The acoustic behaviour of common porous media is highly dependent on their open porosity, this consisting of an interconnected network of pores including kinematic and dead-end porosities. A properly chosen dead-end porosity can help enhance the sound absorption properties of such materials because of the thermal exchanges between the fluids filling each of these pores. This work presents a model to deal with previous situations for the specific case of rigid panels with periodically arranged circular holes containing slit-like dead-end pores. Analytical solutions describing acoustic wave propagation in pores of circular cross-section and slits are used together to this end. Preliminary results show the absorption capability of these systems, making them an interesting alternative to traditional perforated panel solutions. Additionally, the model is proven to be a useful tool to estimate their acoustic properties in a simple manner that can also be extended to other geometry cases.

1. Introducción

Los paneles perforados se utilizan hoy en día en muchos sistemas de control de ruido tales como silenciadores [1], pantallas acústicas [2] y resonadores [3]. Las configuraciones típicamente estudiadas consisten en una superficie plana rígida con perforaciones circulares o ranuras periódicamente distribuidas, atenuándose el sonido debido principalmente a la fricción viscosa en los mismos. Cuando está separado de una pared rígida por una cavidad de aire, el panel perforado forma un resonador, siendo comúnmente empleado para abordar problemas

de acústica arquitectónica en términos de absorción acústica [4, 5]. En este contexto, un impacto visual positivo es de gran importancia, por lo que no sólo es deseable crear un sistema acústicamente eficaz, sino también un producto estético. Esto puede conseguirse usando un panel acústico ranurado, que consiste en un sustrato con una superficie frontal ranurada y una superficie posterior con perforaciones circulares. Estos dispositivos logran un excelente rendimiento absorbente a la vez que consiguen un acabado decorativo elegante para su uso en espacios de trabajo, gimnasios, auditorios, etc. Aunque algunos estudios previos han investigado otras configuraciones

complejas de paneles perforados [6-10], se carece de trabajos referentes al modelado acústico de estos paneles acústicos ranurados. Por consiguiente, dado que el desarrollo de este tipo de soluciones absorbentes suele basarse en criterios de ensayo y error, el uso de modelos predictivos es de gran interés para reducir costes en su fase de diseño. Además, puede resultar de ayuda para comprender la propagación de ondas acústicas en estos sistemas y para elegir una configuración óptima adaptada en cada caso a las restricciones de diseño.

Existen varios modelos en la literatura [11-14] para predecir el comportamiento acústico en régimen lineal de los sistemas de paneles perforados tradicionales, pudiendo determinarse éste a partir del diámetro de sus orificios, la tasa de perforación (o porosidad), el espesor del panel y la profundidad de la cavidad de aire. Es bien sabido que la geometría de estos orificios también puede tener una influencia sustancial en el rendimiento del absorbente. Por tanto, deben emplearse las soluciones teóricas para la propagación sonora en orificios de las geometrías a estudiar. Aunque la mayoría de estos estudios se basan en la solución aproximada sugerida por Zwicker y Kosten [15], que asume orificios de sección transversal circular, algunos autores [16, 17] han desarrollado modelos para analizar otras geometrías simples. En un trabajo reciente [18], se calculan las propiedades acústicas de paneles con ranuras utilizando un modelo basado en las expresiones de densidad y compresibilidad complejas para orificios de sección transversal rectangular propuestas por Stinson y Champoux [17]. Sin embargo, estos modelos analíticos están limitados a geometrías específicas y no son directamente aplicables a paneles acústicos ranurados. Para soslayar este problema y analizar el comportamiento acústico de estos sistemas se puede utilizar el método de la matriz de transferencia.

Este trabajo presenta un modelo simple para predecir las propiedades acústicas de paneles acústicos ranurados. Para ello se representa el aire del interior del panel utilizando conjuntamente las expresiones de densidad y compresibilidad complejas para perforaciones circulares y ranuras. Los modelos utilizados para describir la propagación de ondas acústicas en estas geometrías de orificio son los desarrollados por Zwicker y Kosten [15] y Stinson [17], respectivamente. Para analizar la propagación de ondas planas a través del sistema completo se utiliza el método de la matriz de transferencia. El rendimiento absorbente del dispositivo se evalúa determinando su coeficiente de absorción acústica a incidencia normal. Además, se ha utilizado un procedimiento de elementos finitos para verificar la utilidad del modelo. En general, la comparativa entre los resultados teóricos y numéricos para el coeficiente de absorción acústica muestra que este enfoque sencillo proporciona buenas

predicciones. Si bien es necesario seguir investigando y realizar un estudio experimental que valide el modelo, los resultados preliminares son prometedores y alientan el uso del mismo para el diseño práctico de paneles acústicos ranurados.

Este trabajo está organizado de la siguiente manera: en la Sección 2 se presenta el modelo a escala macroscópica del panel acústico ranurado y las soluciones analíticas utilizadas para describir la propagación sonora a través de sus perforaciones circulares y ranuras. Se describe brevemente el método de la matriz de transferencia y se desarrolla para predecir los descriptores del rendimiento acústico del absorbente. En la Sección 3, se verifica el modelo propuesto comparando sus predicciones para el coeficiente de absorción acústica con simulaciones en elementos finitos. También se discuten las limitaciones del modelo. Las principales conclusiones se resumen en la Sección 4.

2. Modelo para paneles acústicos ranurados

2.1. Modelo a escala macroscópica

En primer lugar, se realiza una descripción general a escala macroscópica de un panel acústico ranurado saturado con aire. La Figura 1 muestra una representación esquemática de dicho sistema. Éste consiste en un sustrato con paredes rígidas constituido por dos regiones en serie con orificios de diferente geometría: ranuras en la superficie frontal y perforaciones circulares en la superficie posterior. Por lo tanto, el comportamiento acústico

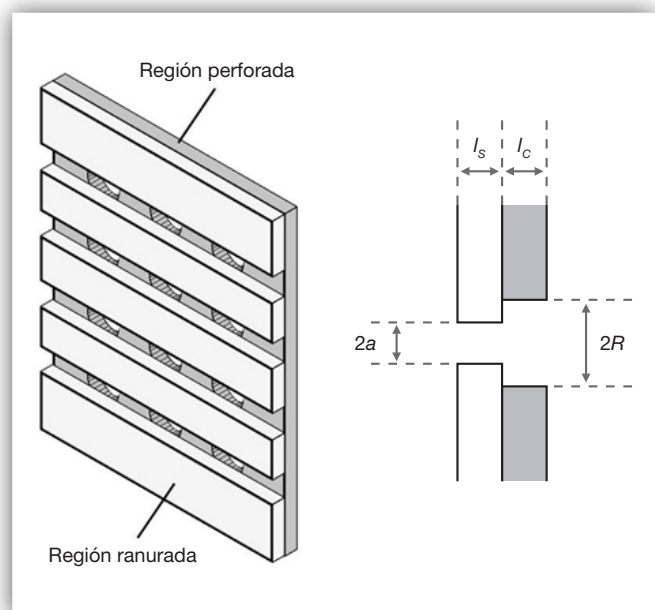


Figura 1. Representación esquemática de un panel acústico ranurado. (Izquierda) Vista general. (Derecha) Vista detallada.

del panel acústico ranurado vendrá dado por la contribución de ambos tipos de orificios. De aquí en adelante, los subíndices S y C se refieren a las ranuras y a las perforaciones circulares del panel, respectivamente.

Considérese que cada región del panel puede caracterizarse por su porosidad o proporción de volumen de poros abiertos (ϕ_S para la región de ranuras, y ϕ_C para la región de perforaciones circulares) y su tamaño característico (media altura a en el caso de las ranuras, y radio R en el caso de las perforaciones circulares). Puede asumirse el panel como una estructura periódica de celdas consistentes en una ranura alineada con una única perforación circular. Así, es posible definir un volumen elemental representativo y utilizar un método de homogeneización para obtener una descripción de «fluido equivalente» para cada región del panel. Este método es válido sólo si la longitud de onda de la onda acústica de interés es mucho mayor que las dimensiones del volumen de homogeneización. Dado que este proceso presupone que se propagan ondas idénticas en cada celda, pueden evaluarse las propiedades acústicas de cada región del panel, es decir, impedancia característica, Z , y número de onda, k , según [19]

$$Z = \sqrt{\rho K} \quad (1)$$

$$k = \omega \sqrt{\rho / K} \quad (2)$$

donde ρ y K son la densidad y el módulo de compresibilidad complejos del fluido en cada región, y ω es la frecuencia angular. Estas dos propiedades acústicas, ρ y K , representan la fricción viscosa y los mecanismos de pérdida térmica en las paredes de los poros de estas regiones, respectivamente, y pueden escribirse como

$$\rho = \frac{\rho_0}{\phi F(\omega)} \quad (3)$$

$$K = \frac{1}{\phi} \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) F(N_p \omega)} \quad (4)$$

donde ρ_0 es la densidad del aire, γ es la relación de calores específicos, P_0 la presión atmosférica, N_p el número de Prandtl, y F se obtiene a partir de los modelos descritos a continuación.

2.2. Propagación sonora en perforaciones circulares

La propagación de la onda en perforaciones cilíndricas que tienen una sección transversal circular se puede

describir usando el modelo simplificado propuesto por Zwicker y Kosten [15]. Para calcular las expresiones de densidad y módulo de compresibilidad complejas de la región perforada circular del panel acústico ranurado, se utiliza la siguiente expresión para F

$$F_C(\omega) = 1 - \frac{2J_1(s\sqrt{-j})}{s\sqrt{-j}J_0(s\sqrt{-j})} \quad (5)$$

donde $s = (\omega \rho_0 R^2 / \eta)^{1/2}$, η la viscosidad dinámica del aire, J_0 y J_1 son funciones de Bessel de primera especie y orden cero y uno respectivamente, y $j = \sqrt{-1}$ la unidad imaginaria.

2.3. Propagación sonora en ranuras

El enfoque utilizado en el presente trabajo para modelar el fluido equivalente en las ranuras se basa en estudios sobre la propagación sonora en orificios uniformes de sección transversal arbitraria desarrollados por Stinson [17]. Para ello se asume que las ranuras en el panel acústico ranurado son «infinitamente» anchas. La validez de este enfoque se discutirá en la Sección 3.2 de este trabajo. Para el caso de una sola ranura, F se obtiene según

$$F_S(\omega) = 1 - \frac{\tanh(s'\sqrt{j})}{s'\sqrt{j}} \quad (6)$$

con $s' = (\omega \rho_0 a^2 / \eta)^{1/2}$.

A partir de esta ecuación, pueden evaluarse las expresiones de densidad y módulo de compresibilidad complejas de la región ranurada del panel. Aunque las ranuras tienen una resistencia acústica ligeramente inferior a la de las perforaciones circulares, no solo desempeñan un papel estético en la práctica, sino que también pueden reducir el coste total de fabricación.

2.4. Método de la matriz de transferencia

Para extender los modelos anteriores al caso específico de un panel acústico ranurado con una cavidad de aire detrás se ha empleado el método de la matriz de transferencia. Este método es ampliamente utilizado en acústica para analizar la propagación de ondas planas a través de medios porosos multicapa que se asumen lateralmente infinitos [20], como es el caso bajo estudio. Mediante esta técnica general se puede estimar el rendimiento acústico del sistema absorbente.

Considérese la celda unitaria periódica de un panel acústico ranurado mostrada en la Figura 2. Esta celda puede dividirse en dos elementos porosos en serie, el

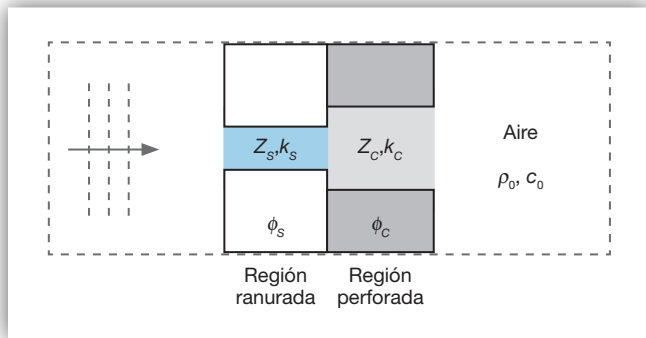


Figura 2. Geometría de una celda de un panel acústico ranurado.

primero correspondiente a la región ranurada y el segundo a la perforada. La presión sonora y velocidad de partícula en las caras anterior y posterior de cada una de estas regiones pueden relacionarse según la matriz de transferencia genérica

$$[T]_i = \begin{bmatrix} \cos(k_i l_i) & jZ_i \sin(k_i l_i) \\ \frac{j}{Z_i} \sin(k_i l_i) & \cos(k_i l_i) \end{bmatrix} \quad (7)$$

donde l_i corresponde al espesor de cada región i , cuyas propiedades acústicas se obtienen a partir de las Ecs. (1) a (6), dependiendo de la región en sí.

Si el panel está separado de una pared rígida por una cavidad de aire, se consigue un sistema resonador. Multiplicando las matrices de transferencia de ambas regiones del panel y de la cavidad de aire, se obtiene la matriz de transferencia global del sistema absorbente

$$[T] = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix} = [T]_s [T]_c [T]_A \quad (8)$$

donde $[T]_s$, $[T]_c$, y $[T]_A$ corresponden a las matrices de transferencia de la región ranurada, la región perforada y la cavidad de aire, respectivamente, siendo las propiedades acústicas en la cavidad las del aire en condiciones ambientales

El coeficiente de absorción sonora a incidencia normal del absorbente viene pues dada por

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_l - \rho_0 c_0}{Z_l + \rho_0 c_0} \right|^2 \quad (9)$$

donde $Z_l = t_{11}/t_{21}$ es la impedancia de superficie, y c_0 es la velocidad de propagación del sonido en el aire.

Además, empleando modelos de predicción complementarios es posible evaluar la influencia de añadir otros materiales porosos (p. ej.: fibras, espumas, etc.) a la cavidad entre el panel y la pared rígida.

3. Resultados

3.1. Verificación del modelo

La verificación del modelo propuesto se ha llevado a cabo mediante un modelo en elementos finitos implementado con el software comercial COMSOL Multiphysics®. Para ello, se determina numéricamente la absorción acústica para dos paneles acústicos ranurados y se compara con la estimada por el modelo analítico en cada caso. Los sistemas absorbentes constan de paneles cuyas características geométricas se recogen en la Tabla 1. Aunque estos parámetros geométricos se escogieron arbitrariamente, sirven para verificar la utilidad del modelo propuesto.

Tabla 1. Características geométricas de las dos configuraciones de panel acústico ranurado.

	a (mm)	l_A (mm)	$l_{c,s}$ (mm)	ϕ_ε (%)	ϕ_s (%)	R (mm)
PAR1	1	50	10	4.9	5	5
PAR2	1.5	20	10	3.1	7.5	4

El procedimiento numérico reproduce el método estandarizado de medida de absorción en tubo de impedancia [21] para determinar las propiedades acústicas de una celda unitaria de este absorbente. Se basa en una configuración simple, que consiste en un conducto (es decir, el tubo de impedancia) conectado a la celda unitaria, y ésta a su vez a una cavidad de aire. La Figura 3 muestra el modelo numérico resultante.

Los dominios del tubo de impedancia y de la cavidad de aire se modelaron como aire, y las diferentes regiones de fluido en la celda unitaria del panel como medios porosos usando las expresiones de densidad y módulo de bulk complejas de las soluciones analíticas anteriormente presentadas. La discretización del dominio del problema se realizó con elementos tetraédricos con un tamaño máximo de 34 mm, correspondiente a una frecuencia máxima de 1 kHz considerando un criterio de 10 elementos por longitud de onda. Se aplicó un frente de onda plana armónica de presión en el extremo izquierdo del tubo de impedancia como fuente, y se calculó el coeficiente de absorción acústica a incidencia normal para cada frecuencia de interés. En la Figura 4 se comparan las predicciones del modelo numérico con las obtenidas con el modelo propuesto para ambas configuraciones.

Se puede observar que existe una buena correlación entre las predicciones del coeficiente de absorción acústica a incidencia normal en todo el intervalo de frecuencias considerado para ambos modelos de los PAR 1 y 2. A primera vista, se aprecia que un alto de ranura mayor y una perforación más pequeña conducen a valores de

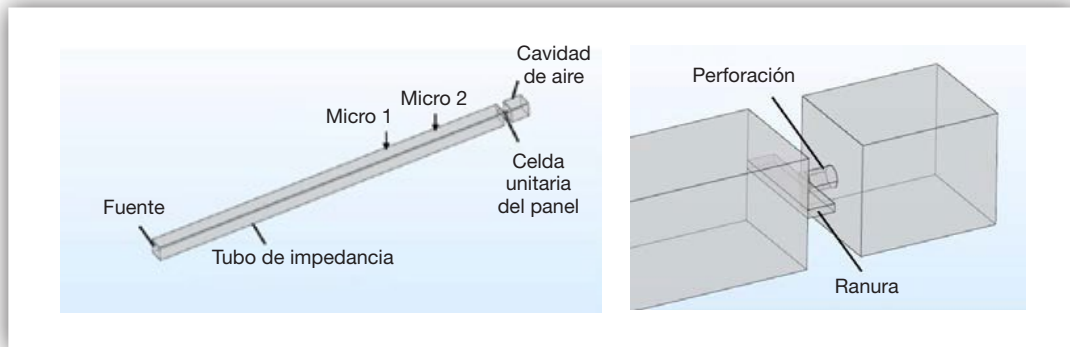


Figura 3. Modelo numérico para el *setup* de tubo de impedancia. (Izquierda) Vista general. (Derecha) Vista detallada.

absorción ligeramente superiores. De hecho, el valor de absorción está influenciado principalmente por los mecanismos de pérdida viscotérmica a través del panel, que dependen de la forma y el tamaño de las perforaciones (es decir, la altura de la ranura y el radio de la perforación). El desplazamiento del pico de resonancia hacia frecuencias más altas se asocia mayormente al mayor espesor de la cavidad de aire. Sin embargo, en este caso este efecto puede estar también ligado a la relación de porosidades, por lo que es difícil asociarlo solo a un motivo. Cabe mencionar que en el modelo propuesto se tienen en cuenta los efectos de la disipación viscosa y de inercia en los bordes del panel utilizando un término adicional de corrección final de orificio en la expresión de la impedancia superficial [19]. En general, las simulaciones en elementos finitos muestran una buena correlación con el modelo propuesto para los paneles acústicos ranurados estudiados.

3.2. Limitaciones del modelo

El modelo propuesto en el presente trabajo sólo puede ser válido bajo una serie de condiciones. Por lo tanto, es de gran importancia abordar algunas de las limitaciones del mismo. La descripción macroscópica de la Sección 2.1 establece que el campo acústico en cada orificio es independiente del campo en los orificios vecinos. Esta suposición implica que se desprecie el efecto de interacción entre. Sin embargo, esta forma de modelar el panel no da cuenta de la posición de un orificio con respecto al resto [9, 10]. En cuanto a la solución analítica utilizada para describir la propagación de la onda acústica en las ranuras, ésta asume que la ranura tiene un ancho infinito. Esta aproximación es válida sólo cuando el ancho de la ranura es grande en comparación con su altura, siendo necesario de lo contrario emplear la solución analítica para una apertura rectangular finita [18]. A este respecto,

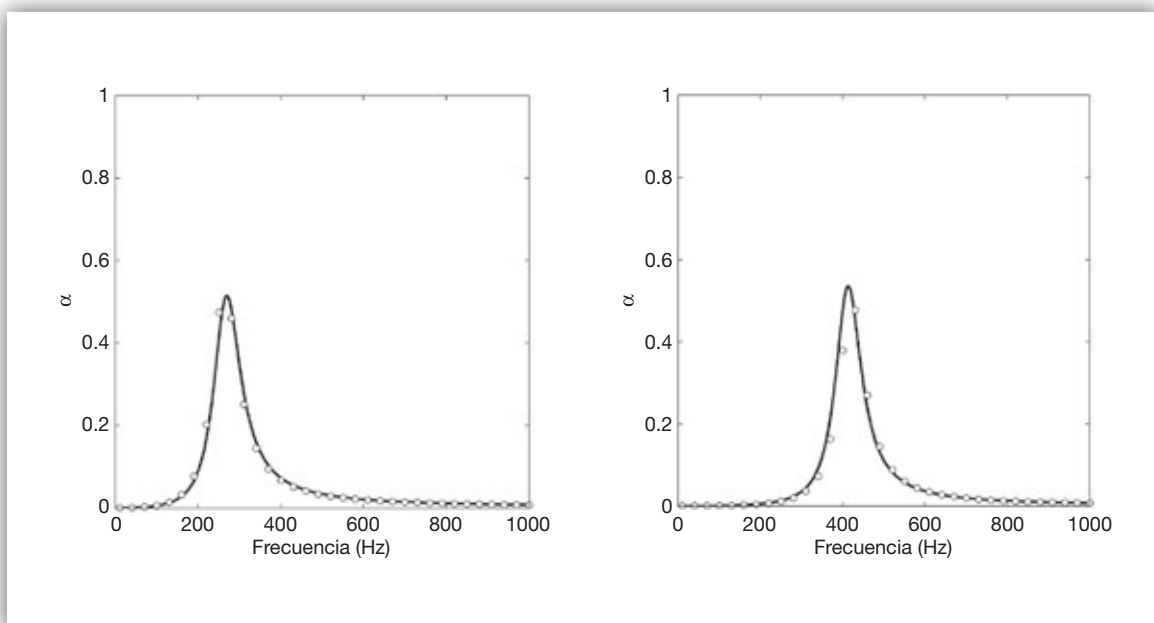


Figura 4. Coeficiente de absorción acústica a incidencia normal para las configuraciones (Izquierda) PAR1 y (Derecha) PAR2. Línea continua, modelo propuesto; círculos, modelo en elementos finitos.

cabe recordar que el extremo posterior de la región ranurada está conectado sólo parcialmente al extremo anterior de la región de perforaciones circulares. Por tanto, para extender el modelo a otras relaciones de porosidades sería recomendable realizar una investigación más detallada. Por otra parte, también hay que tener cuidado con los efectos derivados de las dimensiones finitas de estos paneles en aplicaciones prácticas. Como el método de la matriz de transferencia asume un panel de extensión infinita, deben realizarse correcciones adicionales para tener en cuenta el efecto de tamaño finito [19]. En cualquier caso, el modelo propuesto contempla la mayor parte de la física relacionada con la propagación del sonido a través de este tipo de absorbentes de una manera sencilla y directa sin la necesidad de procedimientos de ajuste adicionales o formulaciones modificadas.

4. Conclusiones

Se ha propuesto un modelo sencillo para analizar las propiedades acústicas de los paneles acústicos ranurados. Debido a la geometría no trivial de los mismos, los modelos clásicos no son capaces de describir adecuadamente las propiedades acústicas de estos dispositivos. El modelo presentado tiene en cuenta las diferentes geometrías de orificio a lo largo del espesor del panel a partir de soluciones analíticas para la propagación sonora en ranuras y perforaciones circulares, utilizando el método de la matriz de transferencia para describir con éxito el comportamiento acústico del absorbente completo. Como se esperaba, su rendimiento absorbente está influenciado en gran medida por las características geométricas del panel, así como por sus porosidades. Además, se ha utilizado un procedimiento en elementos finitos para verificar el modelo. La buena correlación entre los resultados obtenidos con ambas metodologías demuestra que es posible predecir las propiedades acústicas de estos sistemas utilizando el modelo propuesto. También se han discutido las ventajas y las limitaciones del modelo. Por otra parte, con este simple modelo se pueden analizar otros casos y geometrías sin la necesidad de realizar cambios significativos en el procedimiento de modelado. A pesar de que después de este estudio analítico y numérico deben llevarse a cabo ensayos experimentales, los resultados motivan el uso de este simple modelo en el diseño de paneles acústicos ranurados para aplicaciones prácticas.

5. Agradecimientos

Los autores de este trabajo quieren mostrar su agradecimiento a la *European Acoustics Association (EAA)* por la concesión del *EAA Best Paper and Presentation Award 2016* a raíz de la presentación del mismo en el congreso EuroRegio2016.

6. Referencias

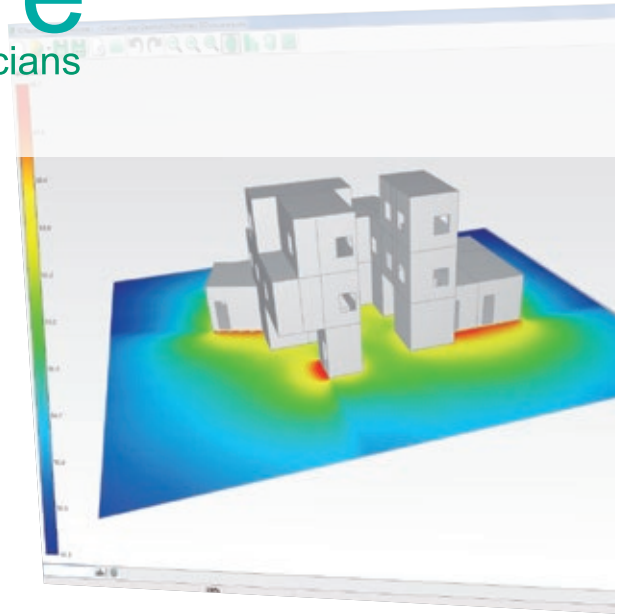
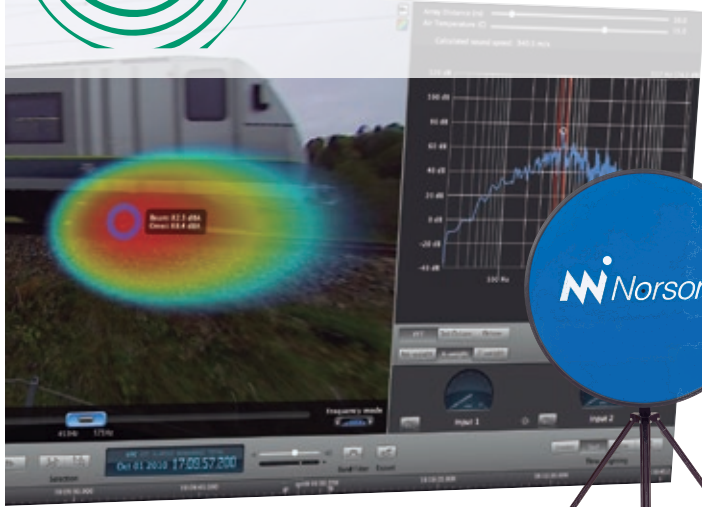
- [1] Allam, A.; Åbom, M. A new type of muffler based on microperforated tubes. *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol 133 (3), 2011, pp 1-8.
- [2] García-Chocano, V. M.; Cabrera, S.; Dehesa, J. S. Broadband sound absorption by lattices of microperforated cylindrical shells. *Applied Physics Letters*, Vol 101 (18), 2012, pp 1-4.
- [3] Hildebrand, M. S. Development of tunable absorber/diffuser using micro-perforated panels. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 136 (4), 2014.
- [4] Fuchs, H. V.; Zha, X. Micro Perforated Structures as Sound Absorbers - A Review and Outlook. *Acta Acustica united with Acustica*, Vol 92 (1), 2006, pp 139-146.
- [5] Sakagami, K.; Morimoto, M.; Yairi, M. Application of microperforated panel absorbers to room interior surfaces. *International Journal of Acoustics and Vibration*, Vol 13 (3), 2008, pp 120-124.
- [6] Randeberg, R. T. Perforated panel absorbers with viscous energy dissipation enhanced by orifice design. Tesis, NTNU, Noruega, 2000.
- [7] Sakagami, K.; Nagayama, K.; Yairi, M. Pilot study on wideband sound absorbers obtained by combination of two different microperforated panel (MPP) absorbers. *Acoustical Science and Technology*, Vol 30 (2), 2009, pp 154-156.
- [8] Ruiz, H.; Cobo, P.; Dupont, T.; Martin, B.; Leclaire, P. Acoustic properties of plates with unevenly distributed macroperforations backed by woven meshes. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 132 (5), 2012, pp 3138-3147.
- [9] Tayong, R. On the holes interaction and heterogeneity distribution effects on the acoustic properties of air-cavity backed perforated plates. *Applied Acoustics*, Vol 74, 2013, pp 1492-1498.
- [10] Carbajo, J.; Ramis, J.; Godinho, L.; Amado-Mendes, P.; Alba, J. A finite element model of perforated panel absorbers including viscothermal effects. *Applied Acoustics*, Vol 90, 2015, pp 1-8.
- [11] Maa, D. Y. Microperforated-panel wideband absorbers. *Noise Control Engineering Journal*, Vol 29 (3), 1987, pp 77-84.
- [12] Beranek, L. L.; Vér, I. L. *Noise and Vibration control Engineering: principles and applications*. John Wiley and Sons, Nueva York, 1992.
- [13] Ingard, K. U. *Notes on sound absorption technology*. Noise Control Foundation, Nueva York, 1994.

- [14] Atalla, N.; Sgard, F. Modeling of perforated plates and screens using rigid frame porous models. *Journal of Sound and Vibration*, Vol 303 (1-2), 2007, pp 195-208.
- [15] Zwikker, C.; Kosten, C. W. *Sound absorbing materials*. Elsevier, Nueva York, 1949.
- [16] Attenborough, K. Acoustic characteristics of rigid-fibrous absorbents and granular materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 73 (3), 1983, pp 785-799.
- [17] Stinson, M. R. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 89 (2), 1991, pp 550-558.
- [18] Vigran, T. E. The acoustic properties of panel with rectangular apertures. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 135 (5), 2014, pp 2777-2784.
- [19] Allard, J. F.; Atalla, N. *Propagation of sound in porous media: modeling sound absorbing materials*. Elsevier, Amsterdam, 1993.
- [20] Brekhovskikh, L. M. *Waves in layered media*. Academic Press, New York, 1960.
- [21] ISO, International Standard ISO 10534-2: Acoustics –Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes– Part 2: Transfer-function method, 1998.

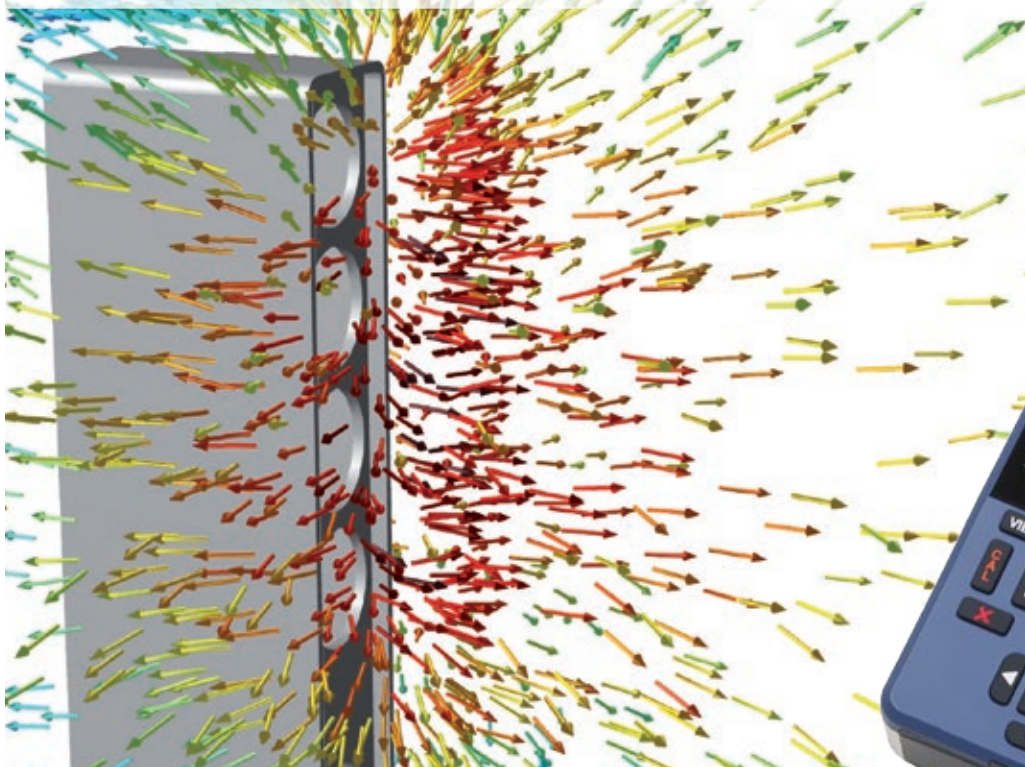


Acousticware

software and hardware for acousticians



Desarrolladores y proveedores de software y dispositivos para ingeniería acústica



 SOUND OF NUMBERS

 Norsonic

 Microflow Technologies

WWW.ACOUSTICWARE.COM

BRÜEL & KJÆR

LÍDER EN ENSAYOS ACÚSTICOS Y DE VIBRACIÓN

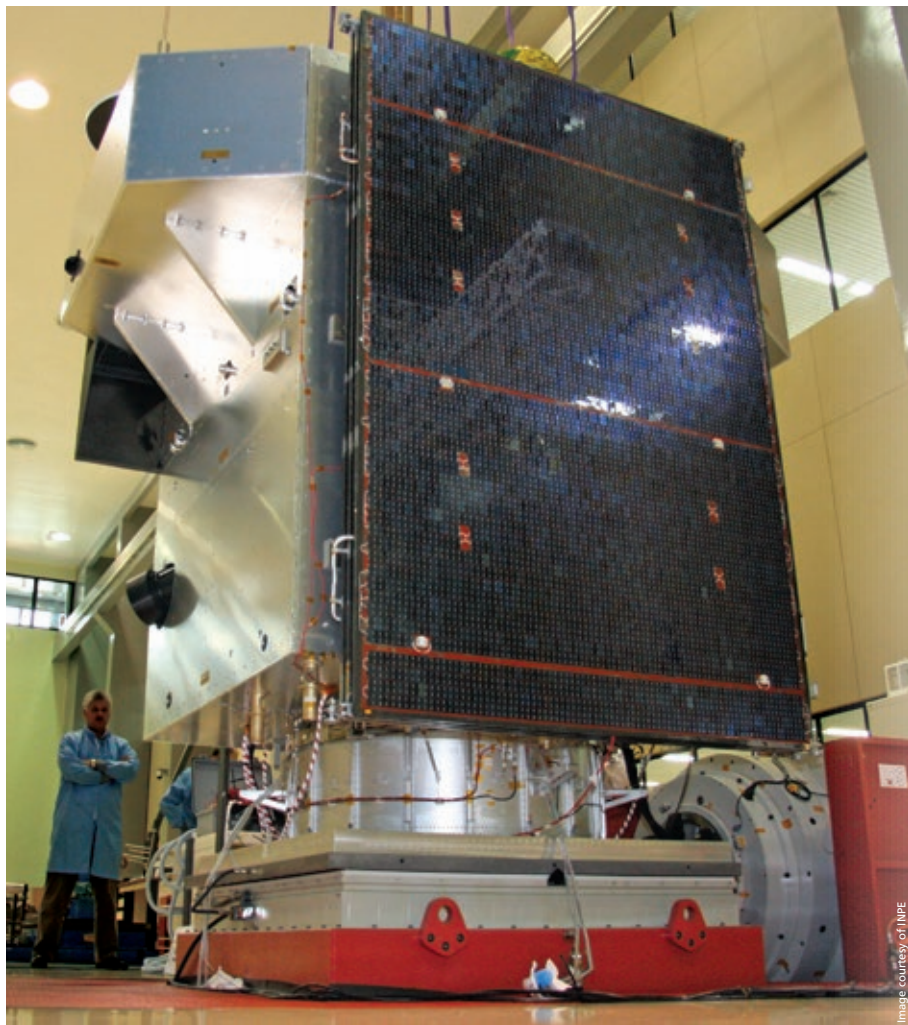


Image courtesy of INPE

TODO DEL MISMO PROVEEDOR

Brüel & Kjær posee la gama más completa de sistemas de medida y ensayo de sonido y vibraciones



Soluciones completas para satélites, lanzadores, subsistemas y cajas de equipos

- Vibradores y controladores
- Transductores y sistemas de adquisición
- Software de análisis y procesado
- Gestión de datos e informes

Brüel & Kjær 

BEYOND MEASURE

Brüel & Kjær Ibérica, S.A.

Teide, 5 · 28703 San Sebastián de los Reyes (Madrid)
Tel.: 91 659 08 20 · Fax: 91 659 08 24

bruelkjaer@bksv.com

www.bksv.com/aerospace

CREAR ESPACIOS APTOS PARA LA GENTE
OPTIMIZANDO LA ACÚSTICA

DISFRUTE LA CALMA



Una acústica pobre nos impide trabajar de manera eficiente en la oficina o en el puesto de trabajo y, dejamos de disfrutar en los conciertos y eventos sociales. La calidad del sonido de una habitación depende de su tamaño, su forma y de sus materiales. Todo se reduce a que las reflexiones sonoras son demasiadas, demasiado pocas o, se producen en la dirección equivocada.

Con las herramientas innovadoras de Brüel & Kjær como fuentes acústicas, sonómetros y software de análisis, se puede optimizar la calidad del sonido y medir el aislamiento. Usted puede averiguar si una habitación es adecuada para los fines previstos, si está debidamente aislada y, mejorar su diseño acústico.

Preparado para la ISO 16283. Además, utilizando la nueva generación de sonómetros G4, homologados según ITC 2845, puede asegurar la metrología legal incluso de sus datos, de acuerdo con Welmeq 7.2. Mejore su incertidumbre de medida y demuestre con absoluta seguridad que su equipo no ha sido manipulado.

Brüel & Kjær 

BEYOND MEASURE

Brüel & Kjær Ibérica, S.A.

C/ del Teide 5 · Bajo Edif. Milenio

28703 San Sebastián de los Reyes (Madrid)

Teléfono: +34 91 659 08 20 · Fax: +34 91 659 08 24

bruelkjaer@bksv.com

www.bksv.es/roomacoustics