

## UN MODELO NUMÉRICO DE PANELES PERFORADOS ABSORBENTES CON DIFERENTES FORMAS DE ORIFICIO

PACS: 43.10.Ce, 43.55.Ev, 47.11. Fg.

Jesús Carbajo<sup>1</sup>; Luís Godinho<sup>2</sup>; Paulo Amado Mendes<sup>2</sup>; Jaime Ramis<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Dep. Física, Universidade de Alicante, Ap. de Correos 99, 03080 Alicante, España  
{[jesus.carbajo@ua.es](mailto:jesus.carbajo@ua.es), [jramis@ua.es](mailto:jramis@ua.es)}

<sup>2</sup> CICC, Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Coimbra  
Rua Luís Reis Santos - Pólo II da Universidade, 3030-788 Coimbra, Portugal  
{[lgodinho@dec.uc.pt](mailto:lgodinho@dec.uc.pt), [pamendes@dec.uc.pt](mailto:pamendes@dec.uc.pt)}

### ABSTRACT

Analytical approaches devoted to model the acoustic impedance of perforated panels typically consider configurations with circular holes or slits. In this work, the effect of more complex hole shape in the acoustic performance under normal incidence of perforated panel absorbers is investigated. Previously, it has been shown that viscothermal finite element models that implement the linearized Navier-Stokes equations can be used to tackle such problems in a straightforward manner and without any geometrical constraint. By using this methodology, classical models can be extended to perforated panels with different hole shapes.

### RESUMEN

Las soluciones analíticas que modelan la impedancia acústica de los paneles perforados normalmente consideran configuraciones con orificios circulares o ranurados. En este trabajo se investiga el efecto en el rendimiento acústico a incidencia normal de paneles perforados absorbentes con geometrías de orificio más complejas. Previamente se ha demostrado que el uso de modelos viscotérmicos en elementos finitos que implementen las ecuaciones linealizadas de Navier-Stokes permite abordar este tipo de problemas de una manera directa y sin ninguna restricción geométrica. Mediante el uso de dicha metodología, los modelos clásicos pueden extenderse para paneles perforados con diferentes formas de orificio.

## 1. INTRODUCCIÓN

Los paneles perforados absorbentes son un tipo de sistemas comúnmente utilizados para el control de ruido y vibraciones en diferentes aplicaciones. Este tipo de dispositivos ha recibido una mayor atención en los últimos años gracias a la invención de nuevos procesos de fabricación [1, 2, 3] y a su utilización en silenciadores [4] o en barreras acústicas [5]. Las propiedades acústicas en régimen lineal de un panel perforado rígido con perforaciones circulares o ranuras periódicamente distribuidas pueden determinarse a partir de modelos analíticos [6, 7] cuando el tamaño de las mismas es pequeño en comparación con la longitud de onda. Algunos autores [8, 9] han estudiado el efecto de variar el diámetro de orificio con la profundidad tomando perforaciones cónicas o abocinadas, sin embargo, a los autores de este trabajo no les consta que existan modelos para otros tipos de geometría de orificio. En este contexto, el estudio de geometrías diferentes que produzcan una mayor atenuación acústica resulta de interés para el diseño de este tipo de dispositivos.

Aunque en la literatura puede encontrarse una recopilación de modelos semianalíticos que permiten determinar la velocidad promedio en tubos finitos de geometría circular, ranurada, triangular o rectangular [10-13], dichos modelos no contemplan la existencia de zonas de transición en los extremos de los mismos, lo cual puede dar lugar a errores significativos al estudiar la impedancia acústica de un panel perforado de espesor finito. En la mayoría de los modelos, este efecto se tiene en cuenta aplicando una corrección de orificio [14], cuya obtención no es trivial excepto para geometrías simples y bajo determinadas aproximaciones. Para geometrías más complejas, el uso de técnicas numéricas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, en inglés) basadas en el MEF (Método de los Elementos Finitos) puede resultar más adecuado. Bolton y Kim [15] utilizaron dicha metodología para proponer un término de corrección de orificio de paneles perforados circulares de una forma más precisa en baja frecuencia que los modelos teóricos existentes. Otra alternativa común de modelado es la acústica viscotérmica basada en las ecuaciones linealizadas de Navier-Stokes, que puede considerarse como un caso especial de la dinámica de fluidos. El principal inconveniente de estas técnicas numéricas de modelado es la gran cantidad de recursos computacionales que requieren. No obstante, esta última ha sido utilizada por muchos autores [16-18] por su carácter genérico y amplia aplicabilidad al no presentar restricciones geométricas de modelado como la mayoría de soluciones analíticas anteriores.

El propósito de este trabajo es analizar el efecto que produce el uso de diferentes formas de orificio en el rendimiento acústico a incidencia normal de paneles perforados absorbentes utilizando una metodología en elementos finitos que implementa las ecuaciones linealizadas de Navier-Stokes. Dicha técnica permite, no solo modelar la propagación acústica en el interior de una perforación de geometría compleja, sino también los efectos de borde de la misma, siendo ésta la principal ventaja respecto a otras técnicas de caracterización de paneles perforados. Además, a partir de los resultados obtenidos con dicha metodología sería posible extender los modelos clásicos existentes de paneles perforados a diferentes formas de orificio.

La estructura del trabajo es la siguiente; en la Sección 2 se presentan las soluciones analíticas de la impedancia acústica (sin corrección de orificio) de un panel perforado para cuatro tipos de geometrías de orificio: circular, ranurado, triangular y rectangular; en la Sección 3 se exponen las ecuaciones linealizadas de Navier-Stokes que gobiernan la acústica viscotérmica y su implementación en elementos finitos; en la Sección 4 se verifica la metodología propuesta comparando los resultados de impedancia obtenidos para las distintas soluciones analíticas con los de un modelo numérico que implementa las ecuaciones anteriores; en la Sección 5 se presenta un modelo de panel perforado (con corrección de orificio) de geometría de orificio rectangular y se investiga el efecto de modificar sus características geométricas; finalmente, en las Conclusiones se resumen las principales contribuciones de este trabajo.

## 2. IMPEDANCIA ACÚSTICA DE PANELES PERFORADOS PARA DIFERENTES FORMAS DE ORIFICIO

Considérese un tubo recto cuya sección transversal a lo largo del mismo sea uniforme, siendo su forma una de las mostradas en la Figura 1.

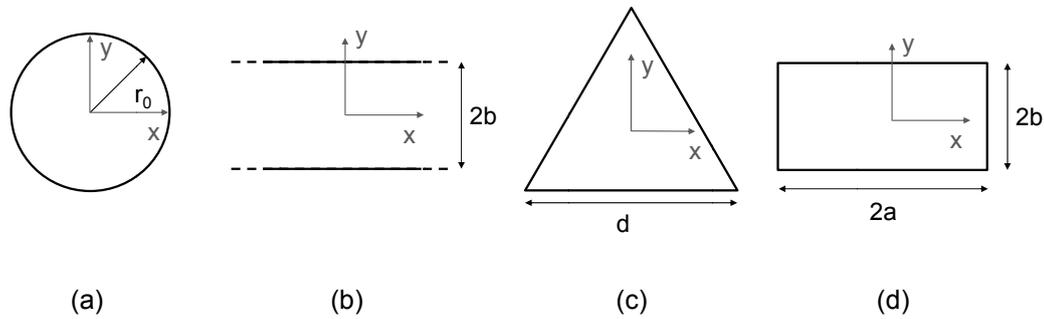


Figura 1 – Geometrías de orificio: (a) Circular, (b) ranurado, (c) triangular y (d) rectangular.

Para determinar la impedancia de transferencia a incidencia normal de un panel perforado formado por una distribución periódica de estos tubos, y si las perforaciones están lo suficientemente separadas como para despreciar los efectos de interacción entre ellas, basta con considerar la impedancia de una sola perforación y utilizar la porosidad para obtener la impedancia del panel completo. Así, puede definirse la impedancia de transferencia  $Z$  del panel perforado (sin corrección de orificio) como

$$Z = \frac{j\omega\rho_0 t}{\phi} (1 - F)^{-1}, \quad (1)$$

donde  $\omega$  es la frecuencia angular,  $\rho_0$  la densidad del aire,  $t$  el espesor del panel perforado,  $\phi$  la porosidad del mismo y  $F$  es un parámetro que depende de la geometría de las perforaciones. La Tabla 1 muestra las soluciones analíticas de  $F$  y valores de  $L$  para cada una de las geometrías de la Figura 1, donde  $J_0$  y  $J_1$  son funciones de Bessel de primera clase y orden 0 y 1 respectivamente, y  $\Lambda = \sqrt{-j\omega\rho_0 L^2 / \eta}$ , siendo  $\eta$  el coeficiente de viscosidad dinámico del aire.

Tabla 1 – Valores de  $F$  y  $L$  para diferentes geometrías de orificio.

Tipo de geometría	$F$	$L$ (m)
circular	$\frac{2J_1(\Lambda)}{\Lambda J_0(\Lambda)}$	$r_0$
ranurada	$\frac{\tan(\Lambda)}{\Lambda}$	$b$
triangular	$\frac{3(1 - \Lambda \cot(\Lambda))}{\Lambda^2}$	$\frac{\sqrt{3}d}{4}$
rectangular	$1 + \Lambda^2 \sum_{m=0}^{\infty} (a_{1m} \langle \Psi_{1m} \rangle + a_{2m} \langle \Psi_{2m} \rangle)$	$\frac{2ab}{(a+b)}$

NOTA: las expresiones de  $a_{1m}$ ,  $a_{2m}$ ,  $\langle \Psi_{1m} \rangle$  y  $\langle \Psi_{2m} \rangle$  se han omitido por su extensión (ver [13]).

Si las perforaciones son de espesor reducido, es necesario un término de corrección de orificio  $Z_{corr}$  para tener en cuenta las pérdidas por fricción en la superficie del panel perforado y el efecto de masa adicional. Dado que la predicción analítica de dicho término puede resultar muy difícil o imposible de calcular incluso para geometrías simples, es común recurrir a aproximaciones geométricas o soluciones empíricas, como en el caso de las perforaciones circulares

$$Z_{corr,circular} = \frac{\rho_0}{\phi} \left( \sqrt{\frac{\eta\omega}{2\rho_0}} + j\omega 1.7L \right), \quad (2)$$

Por otra parte, los paneles perforados requieren una pared rígida separada una distancia  $D$  para crear un sistema resonador con una banda de absorción relativamente ancha. La impedancia de superficie  $Z_s$  de la combinación panel perforado-cavidad puede expresarse de la forma

$$Z_s = Z + Z_{corr} - j\rho_0 c_0 \cot\left(\frac{\omega D}{c_0}\right), \quad (3)$$

donde  $c_0$  es la velocidad de propagación del sonido en el aire.

El coeficiente de absorción  $\alpha$  del panel perforado absorbente para el caso de incidencia normal, definido como la relación de energías absorbida e incidente, puede expresarse en términos de la impedancia de superficie según

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_s - \rho_0 c_0}{Z_s + \rho_0 c_0} \right|^2. \quad (4)$$

### 3. ACÚSTICA VISCOTÉRMICA

#### 3.1 ECUACIONES LINEALIZADAS DE NAVIER-STOKES

Las ecuaciones linealizadas de Navier-Stokes gobiernan la propagación sonora en geometrías cuyas reducidas dimensiones implican que los efectos viscotérmicos jueguen un papel significativo, como es el caso de los tubos que forman un panel perforado. En ausencia de un flujo medio, fuerzas gravitacionales y fuentes de energía, pueden escribirse en el dominio de la frecuencia como

$$j\omega\rho_0\mathbf{v} = -\nabla p + (\lambda + \mu)\nabla(\nabla \cdot \mathbf{v}) + \mu\Delta\mathbf{v}, \quad (5a)$$

$$j\omega\rho_0 C_p T = j\omega p + \kappa\Delta T, \quad (5b)$$

$$j\omega\left(\frac{p}{\rho_0} - \frac{T}{T_0}\right) + \nabla \cdot \mathbf{v} = 0. \quad (5c)$$

donde  $p$  es la presión,  $T$  la temperatura,  $\mathbf{v}$  el vector de velocidades;  $p_0$ ,  $T_0$  y  $\rho_0$  son valores promedio constantes de presión, temperatura y densidad respectivamente;  $\lambda$  es el segundo coeficiente de viscosidad,  $\mu$  es el coeficiente de viscosidad dinámico,  $C_p$  denota el calor específico a presión constante y  $\kappa$  es el coeficiente de conductividad térmica.

Al definir un problema de acústica viscotérmica deben especificarse las condiciones de contorno que han de cumplirse en cada uno de los contornos  $\Gamma$  del dominio  $\Omega$  de éste. Estas condiciones normalmente corresponden a fuentes de presión  $p_i$  adiabáticas (sin flujo calorífico),  $-\mathbf{n} \cdot (-\kappa \nabla T) = 0$ , siendo  $\mathbf{n}$  el vector unitario normal a ese contorno; y a paredes rígidas isotérmicas o no deslizantes  $\Gamma_{nd}$  (velocidad y temperatura nulas),  $\mathbf{v} = 0$  y  $T = 0$ . Para aquellas paredes o contornos en los que los efectos viscosos pueden despreciarse se emplea la condición de contorno deslizante  $\Gamma_d$  (también condición de simetría),  $\mathbf{n} \cdot \mathbf{v} = 0$ .

### 3.2 IMPLEMENTACIÓN EN ELEMENTOS FINITOS

Para implementar dichas ecuaciones en elementos finitos, éstas requieren previamente ser reescritas en su formulación débil. Para ello, se multiplica el conjunto de ecuaciones (5) por las funciones de test  $\mathbf{v}_t$ ,  $T_t$  y  $p_t$  respectivamente, y se integran en el dominio del problema, pudiendo entonces aplicar el teorema de Green para reducir el orden de las derivadas. La formulación débil resultante es

$$\int_{\Omega} \left( j\omega \rho_0 \mathbf{v}_t \cdot \mathbf{v} + \frac{1}{2} \mu \left( \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right) \cdot \left( \nabla \mathbf{v}_t + (\nabla \mathbf{v}_t)^T \right) + \lambda (\nabla \cdot \mathbf{v}_t) \cdot (\nabla \cdot \mathbf{v}) - (\nabla \mathbf{v}_t) \cdot \rho \right) d\Omega = \int_{\Gamma} \mathbf{v}_t \cdot \left( \left( \lambda (\nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} + \mu \left( \nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T \right) - \rho \mathbf{I} \right) \cdot \mathbf{n} \right) d\Gamma, \quad (6a)$$

$$\int_{\Omega} \left( j\omega \rho_0 C_p T_t T + \kappa \nabla T_t \cdot \nabla T - j\omega T_t \rho \right) d\Omega = \int_{\Gamma} T_t \kappa \nabla T \cdot \mathbf{n} d\Gamma, \quad (6b)$$

$$\int_{\Omega} p_t \left( j\omega \left( \frac{\rho}{\rho_0} - \frac{T}{T_0} \right) + \nabla \cdot \mathbf{v} \right) d\Omega = 0. \quad (6c)$$

La discretización en elementos finitos se lleva a cabo utilizando funciones de forma Lagrangianas lineales para la presión y de segundo orden para velocidad y temperatura, evitando así problemas de inestabilidad numérica ([17]). Las ecuaciones de acústica viscotérmica junto con las condiciones de contorno correspondientes se implementan y resuelven con el software comercial de elementos finitos COMSOL Multiphysics®.

### 4. VERIFICACIÓN DE LA METODOLOGÍA NUMÉRICA

Para validar la metodología numérica propuesta se llevan a cabo una serie de simulaciones cuyos resultados se compararán en términos de impedancia de transferencia con las soluciones analíticas previamente presentadas. Aunque la metodología puede aplicarse a geometrías aún más complejas, los cálculos realizados sirven para verificar el procedimiento de modelado propuesto.

La configuración genérica del modelo numérico se muestra en la Figura 2. El dominio del problema  $\Omega$  consiste en un tubo finito de longitud  $\ell$  y cuya sección transversal tiene la forma de cada una de las geometrías de la Figura 1. El modelo se excita con una fuente de presión adiabática  $p_e = 1$  Pa en un extremo del tubo, imponiendo una presión nula  $p_s = 0$  Pa en el otro. Las paredes interiores del tubo se consideran rígidas isotérmicas o no deslizantes,  $\Gamma_{nd}$ . La impedancia de transferencia en cada caso puede calcularse fácilmente según  $Z = (p_e - p_s) / \langle v_z \rangle$ , siendo  $\langle v_z \rangle$  la velocidad normal promedio en el contorno donde se produce la excitación.

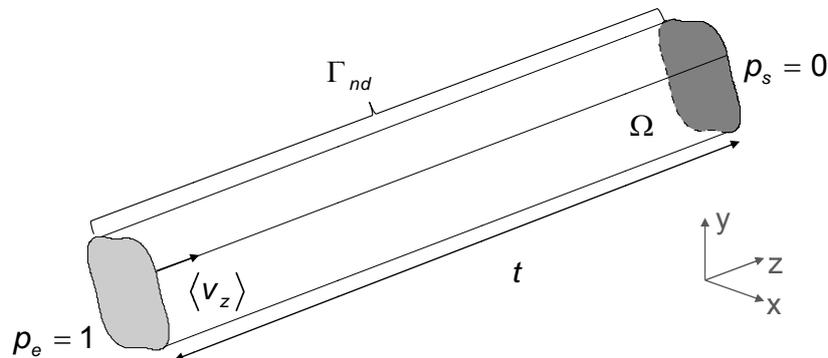


Figura 2 – Esquema genérico del modelo numérico.

El rango frecuencial de análisis es de 200 Hz a 1800 Hz en intervalos de 100 Hz. El tamaño máximo de elemento es de 0,1 mm, resultando una relación de elementos por longitud de onda suficiente para tener resultados válidos en el tamaño de tubo considerado. Además, el mallado escogido presenta una mayor densidad en los contornos del tubo con el fin de contemplar los efectos viscotérmicos, aunque sin llegar a resolver completamente las capas viscosas y térmicas. Por otra parte, dependiendo del caso se podrán aplicar condiciones de simetría que reduzcan el tamaño del problema y por tanto su coste computacional como mínimo en una cuarta parte. Los modelos resultantes tienen alrededor de 500000 grados de libertad.

A fin de poder también comparar entre sí las diferentes geometrías estudiadas, se ha tomado un mismo área o superficie y un mismo espesor para todas ellas, sirviendo como referencia el radio y espesor del caso de tubo circular, de valores  $r_0 = 0.8$  mm y  $t = 3$  mm, respectivamente. Al tratarse de un tubo, el valor de la porosidad en la ecuación (1) es  $\phi = 1$ . Para el caso de la geometría rectangular se ha considerado una relación de aspecto  $a/b = 4$ , utilizando el valor resultante de  $b$  para el caso de la ranura.

La Figura 3 muestra una comparativa entre la solución analítica y las simulaciones de la parte real e imaginaria de la impedancia de transferencia para las cuatro geometrías de tubo.

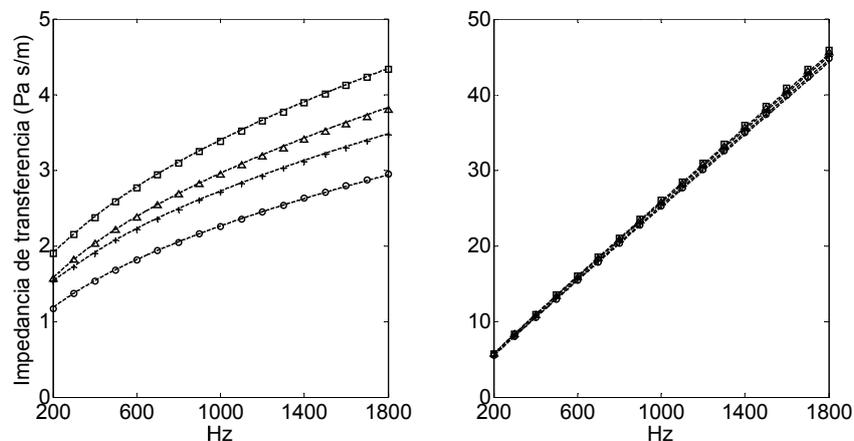


Figura 3 – Comparativa entre la solución analítica (---) y las simulaciones de la parte real (izquierda) e imaginaria (derecha) de la impedancia de transferencia para las cuatro geometrías de tubo bajo estudio: circular (o), ranurado (+), triangular (Δ) y rectangular (□).

Los valores obtenidos para las partes real e imaginaria de la impedancia de transferencia utilizando los modelos numéricos y las soluciones analíticas prácticamente se superponen. Para todas las geometrías, los resultados de las simulaciones se ajustan muy bien a dichas soluciones, mostrando un correcto funcionamiento de la herramienta de modelado y verificando así su uso para el análisis de este tipo de problemas. Resulta interesante apreciar que, para una misma superficie de tubo, la geometría rectangular es la que ofrece una mayor resistencia acústica (parte real de la impedancia de transferencia). Esto puede justificarse por el hecho de que su perímetro es mayor que en el resto de casos, y por tanto, los mecanismos de pérdidas asociados a la fricción en las paredes interiores son también más importantes. Además, esta geometría presenta unas diferencias significativas con respecto al caso de la ranura que, aunque se emplea comúnmente como aproximación para el modelado de paneles perforados ranurados, supone que el tubo tiene un ancho “infinito”, lo cual no es posible en la práctica. Por este motivo y su mayor rendimiento en términos de resistencia acústica, se ha escogido la geometría rectangular para el modelado de un panel perforado en la siguiente sección.

### 5. MODELADO DE UN PANEL PERFORADO DE FORMA DE ORIFICIO RECTANGULAR

Como se ha mencionado anteriormente, una de las mayores limitaciones de las soluciones analíticas presentadas es la referente al modelado de zonas de transición como las de un panel perforado de espesor finito, siendo ésta una ventaja potencial del procedimiento de modelado propuesto. Para poner esto de relieve, se ha desarrollado un modelo para una perforación de geometría rectangular en un canal, de forma que se contemplen los efectos de borde que dan lugar a los términos de corrección de orificio. A partir del cálculo de su impedancia de transferencia (incluyendo esta corrección de orificio de forma implícita) es posible determinar el coeficiente de absorción a incidencia normal de un panel perforado absorbente de estas características para una cavidad determinada.

La Figura 4 muestra el esquema del modelo numérico de una perforación de geometría rectangular en un canal. Las condiciones de excitación del modelo son las mismas que para el modelo de la Sección 4, aunque en este caso, mientras que las paredes interiores de la perforación y la superficie del panel perforado se consideran rígidas e isotérmicas,  $\Gamma_{nd}$ , las del canal son de tipo deslizante,  $\Gamma_d$ . El cálculo de la impedancia de transferencia se realiza del mismo modo que para el caso del tubo finito, tomando la precaución de que los extremos del canal estén lo suficientemente separados del panel como para poder contemplar los efectos de borde del mismo. El rango frecuencial de análisis es el mismo, pero dado que el tamaño del problema es mayor, se ha aumentado el tamaño máximo de elemento a 0,45 mm para no tener un excesivo coste computacional.

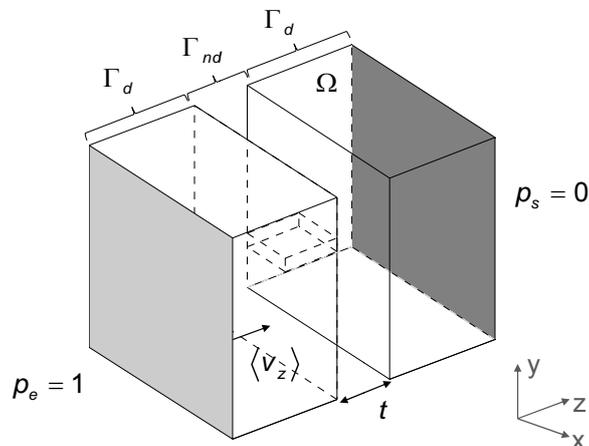


Figura 4 – Esquema del modelo numérico de una perforación de geometría rectangular.

Se ha evaluado el efecto de modificar tres parámetros geométricos de la perforación rectangular: relación  $a/b$ , espesor y porosidad. Esta vez, al tratarse de un panel, el valor de este último parámetro dependerá del área perforada sobre el total de la sección transversal del canal. Cada uno de los estos parámetros ha sido variado manteniendo el resto constantes. Así, para determinar el coeficiente de absorción a incidencia normal se ha tomado la impedancia de transferencia calculada numéricamente (que incluye de forma implícita la corrección de orificio de esta geometría,  $Z_{corr,rectangular}$ ) para cada una de las configuraciones de la Tabla 1 y se ha sustituido en las ecuaciones (3) y (4), tomando como espesor de la cavidad de aire  $D = 70$  mm (necesaria para formar el sistema resonador). La Figura 5 muestra los coeficientes de absorción a incidencia normal calculados para cada una de estas configuraciones.

Tabla 1 – Características de las configuraciones de panel perforado simuladas.

Muestra	$a/b$ (-)	$t$ (mm)	$\phi$ (%)
PP 1	4	3	1
PP 2	2	3	1
PP 3	1	3	1
PP 4	4	2	1
PP 5	4	1	1
PP 6	4	3	2
PP 7	4	3	3

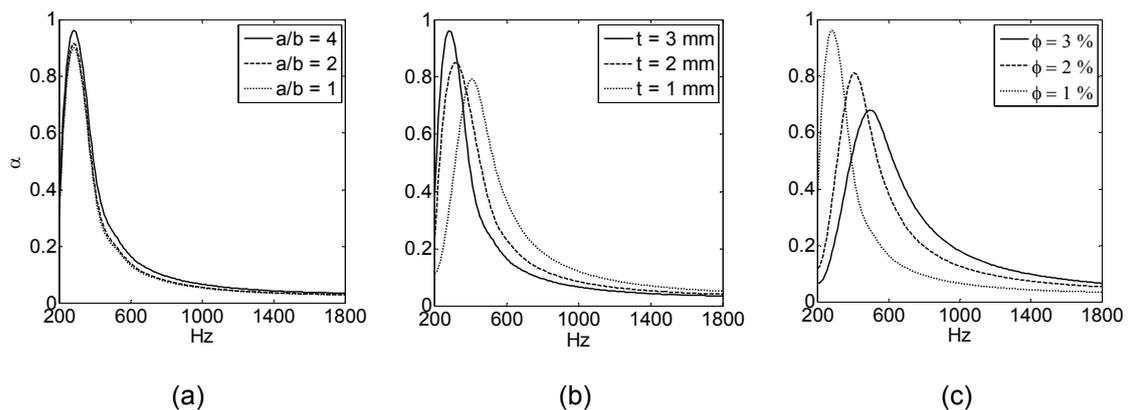


Figura 5 – Efecto en el coeficiente de absorción a incidencia normal de un panel perforado con geometría de orificio rectangular de modificar: (a) relación  $a/b$ , (b) espesor y (c) porosidad.

Cabe mencionar que las curvas mostradas han sido obtenidas a partir de un interpolado en frecuencia mediante splines de los datos obtenidos en las simulaciones para mayor claridad. La Figura 5.a muestra que al aumentar la relación  $a/b$  la absorción aumenta, siendo esto debido a que un mayor perímetro de perforación produce un incremento de la fricción viscosa como se señaló anteriormente. La Figura 5.b evidencia que al aumentar el espesor del panel perforado la frecuencia central de la curva de absorción se desplaza a baja frecuencia. Por otra

parte, la Figura 5.c muestra que un aumento de la porosidad provoca un desplazamiento de dicha frecuencia central hacia alta frecuencia. Estos fenómenos son análogos a los que tienen lugar para el caso de las perforaciones circulares. A partir de un estudio más exhaustivo para un mayor número de casos sería posible derivar mediante técnicas de ajuste términos que relacionen dichos efectos de corrección de orificio con los parámetros geométricos del panel rectangular. Esta misma metodología puede ser utilizada para extender los modelos clásicos existentes a paneles perforados con diferentes formas de orificio.

## 6. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha analizado el efecto en el rendimiento acústico a incidencia normal de paneles perforados absorbentes de utilizar geometrías de orificio complejas mediante una metodología en elementos finitos que implementen las ecuaciones linealizadas de Navier-Stokes. Los modelos numéricos ofrecen resultados que se ajustan en términos de impedancia de transferencia (sin corrección de orificio) a las soluciones analíticas existentes para distintas geometrías (circular, ranurada, triangular y rectangular). La principal ventaja del procedimiento propuesto respecto a estas soluciones es que permite modelar configuraciones en las que existen zonas de transición como las de un panel perforado de espesor finito. Para ello se ha implementado un modelo de un panel perforado absorbente con geometría de orificio rectangular e investigado el efecto en el coeficiente de absorción a incidencia normal de modificar sus características geométricas. En un trabajo futuro, sería útil el uso de dicha metodología para extender los modelos clásicos existentes a paneles perforados con diferentes formas de orificio.

## REFERENCIAS

- [1] Y. J. Qian, D. Y. Kong, S. M. Liu, S. M. Sun, Z. Zhao, *Investigation on micro-perforated panel absorber with micro-perforations*, Applied Acoustics, 74, 931-935, 2013.
- [2] P. Cobo, F. Montero de Espinosa, *Proposal of cheap microperforated panel absorbers manufactured by infiltration*, Applied Acoustics, 74, 1069-1075, 2013.
- [3] X. H. Duan, H. Q. Wang, Z. B. Li, L. K. Zhu, R. Chen, D. Y. Kong, Z. Zhao, *Sound absorption of a flexible micro-perforated panel absorber based on PVDF piezoelectric film*, Applied Acoustics, 88, 84-99, 2015.
- [4] S. Allam, M. Åbom, *A new type of muffler based on microperforated tubes*, Journal of Vibration and Acoustics, 133 (3), 031005, 2011.
- [5] V. M. García-Chocano, S. Cabrera, J. Sánchez-Dehesa, *Broadband sound absorption by lattices of microperforated cylindrical shells*, Applied Physics Letters, 101, 184101, 2012.
- [6] D. Y. Maa, *Microperforated wideband absorbers*, Noise Control Engineering Journal, 29 (3), 77-84, 1987.
- [7] N. Atalla, F. Sgard, *Modeling of perforated plates and screens using rigid frame porous models*, Journal of Sound and Vibration, 303, 195-208, 2007.
- [8] R. T. Randeberg, *Perforated panel absorbers with viscous energy dissipation enhanced by orifice design*, Tesis doctoral, Trondheim, Noruega, 2000.
- [9] K. Sakagami, M. Morimoto, M. Yairi, A. Minemura, *A pilot study on improving the absorptivity of a thick microperforated panel absorber*, Applied Acoustics, 69 (2), 179-182, 2008.
- [10] L. Rayleigh, *Theory of sound*, McMillan, New York, 2ª edición, 1929.

- [11] I. B. Crandall, *Theory of vibrating systems and sound*, Van Nostrand, Nueva York, 2ª edición, 1926.
- [12] M. R. Stinson, Y. Champoux, *Propagation of sound and the assignment of shape factors in model porous materials having simple pore geometries*, Journal of the Acoustical Society of America, 91 (2), 685-695, 1992.
- [13] V. F. Kozlov, A. Fedorov, N. Dalmuth, *Acoustic properties of rarefied gases inside pores of simple geometries*, Journal of the Acoustical Society of America, 117 (6), 3402-3412, 2005.
- [14] U. Ingard, *On the theory and design of acoustic resonators*, Journal of the Acoustical Society of America, 25 (6), 1037-1061, 1953.
- [15] J. S. Bolton, N. Kim, *Use of CFD to calculate the dynamic resistive end correction for microperforated materials*, Acoustics Australia, 38 (3), 134-139, 2010.
- [16] R. Christensen, P. Juhl, V. Cutanda Henriquez, *Practical modeling of acoustic losses in air due to heat conduction and viscosity*, Euronoise 2008, París, Francia, 2008.
- [17] W. R. Kampinga, *Viscothermal acoustics using finite elements: analysis tools for engineers*, Tesis doctoral, Universidad de Twente, Países Bajos, 2010.
- [18] A. Kierkegaard, S. Boij, G. Efraimsson, *A frequency domain linearized Navier-Stokes equations approach to acoustic propagation in flow ducts with sharp edges*, Journal of the Acoustical Society of America, 127 (2), 710-719, 2010.