

*Modelización de los Modos Propios de un
Recinto Paralelepipedico con Contornos
Rígidos mediante el Método de los Elementos
Finitos*
*Modelling the Eigenmodes of a
Parallelepiped with Rigid Contours using the
Finite Element Method*

Daniel Tarrazó-Serrano, Antonio Uris,
Constanza Rubio
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
dtarrazo@fis.upv.es, auris@fis.upv.es, crubiom@fis.upv.es

Sergio Castiñeira-Ibáñez
UNIVERSITAT DE VALÈNCIA
sergio.castineira@uv.es

Abstract

El análisis del campo sonoro en un recinto está incluido en los contenidos que forman parte del temario de las asignaturas relacionadas con la acústica de recintos. Sin embargo, los alumnos a menudo encuentran dificultades con la comprensión y visualización espacial de los modos propios de vibración que tienen lugar en el interior del recinto. Por este motivo, el encontrar procedimientos que permitan mejorar la visualización ahondará en la comprensión y por tanto mejorará el aprendizaje de esta parte de la acústica. En este trabajo se propone el uso de la simulación mediante el Método de los Elementos Finitos para facilitar el aprendizaje y comprensión del fenómeno de los modos de vibración y la distribución de presiones acústicas en el recinto. Para ello se simula un recinto paralelepipedico recto rectangular con superficies rígidas y se obtienen las distribuciones de presiones acústicas de los distintos modos de vibración tanto axiales como tangenciales y oblicuos.

The analysis of the sound field in an enclosure is one of the points included in the subjects related to the Room Acoustics. However, students often have difficulties with spatial comprehension and visualization of the vibration modes that take place inside enclosures. In this work, the use of simulation using the Finite Element Method is proposed to facilitate the learning and understanding of the phenomenon of vibration modes and the distribution of acoustic pressures inside the enclosure. For this purpose, a parallelepiped enclosure with rigid surfaces is simulated and the distributions of acoustic pressures of the different modes of vibration, both axial, tangential and oblique, are obtained.

Palabras clave: Acústica, Modos propios, Campo acústico en recinto, Método Elementos Finitos.
Keywords: Acoustics, Eigenmodes, Sound field in rooms, Finite Element Method.

1. Introducción

En el análisis del campo sonoro en un recinto, existen procesos asociados a su carácter ondulatorio, tales como el establecimiento de ondas estacionarias, que no pueden ser analizados ni con la acústica estadística ni con la geométrica (Llinares et al., 1996; Recuero, 2001). Hay que tener presente que cualquier sistema vibratorio, al separarlo de su posición de equilibrio, vibra de una determinada forma que se corresponde con lo que se denomina los modos naturales de vibración. Así, un volumen de aire en el interior de un recinto cerrado, si se excita, constituye un sistema vibratorio, ya que cada molécula de aire transmite (debido a las variaciones de presión) la vibración a las que se encuentran a su alrededor. Esta vibración se propaga en forma de onda sonora llevando asociados unos modos propios de vibración, y que van a depender, entre otras, de la geometría, dimensiones del recinto y de las condiciones de contorno. La teoría de vibraciones es una materia compleja y que habitualmente suele presentar dificultades a los alumnos (Tan et al., 2002).

El encontrar procedimientos que mejoren la visualización y que, por tanto, mejore el aprendizaje de esta parte de la acústica es una preocupación constante del profesorado. Por otro lado, es ampliamente reconocido que el uso de simulaciones mejora el aprendizaje de materias complejas (Parush et al, 2002). Con su utilización se reduce el tiempo que necesitan los alumnos para obtener el resultado del aprendizaje deseado. Diversos estudios han demostrado que metodologías de aprendizaje que incluyen simulaciones tienen un impacto en el aprendizaje de los alumnos (Lunce et al., 2006; Adams et al., 2008; Alessi & Trollip, 2001). Uno de los métodos utilizados más ampliamente para realizar simulaciones es el Método de los Elementos Finitos (MEF), puesto que es un método flexible que puede ser utilizado en múltiples áreas de la ciencia y la ingeniería (Oladejo et al., 2012). Recientemente se ha propuesto el uso del MEF para la comprensión de los fenómenos de vibración en los casos de sistemas unidimensionales y bidimensionales tales como son las cuerdas vibrantes, barras y membranas de longitud finita (Herrero-Durá et al. 2017).

Un recinto puede modelizarse como un espacio en el que al propagarse una onda sonora (sistema vibratorio tridimensional en el que aparecen unos modos propios de vibración, algunos de los cuales presentan dificultades de visualización espacial por parte del alumno. Así, utilizando una geometría de un recinto sencilla como puede ser un recinto paralelepédico y un software comercial de simulación flexible y de fácil manejo como es el COMSOL Multiphysics, se pueden obtener los modos propios u ondas estacionarias en un recinto.

Por este motivo, en este trabajo se muestra la modelización mediante el Método de los Elementos Finitos aplicada a la acústica de recintos. Estos contenidos son propios del currículo de las asignaturas relacionadas con la acústica arquitectónica, enmarcada en los primeros cursos en la titulación de Grado de Fundamentos de Arquitectura y en tercer curso en la titulación de Grado en Tecnologías de Ingenieros de Tecnologías y Servicios de Telecomunicación. Si bien los alumnos de Arquitectura tienen gran capacidad de visión espacial, al enmarcarse estos contenidos en los primeros cursos, sus conocimientos matemáticos son más limitados. Sin embargo, a los alumnos de Telecomunicación le ocurre lo contrario, presenta una mayor capacidad de cálculo matemático y por el contrario menor competencia en visión espacial. Con esto, el alumno, independientemente de su titulación se beneficia de la posibilidad de visualizar espacialmente cómo son estos modos de vibración y la distribución de presiones acústicas en el recinto, lo cual facilita su aprendizaje y comprensión del fenómeno.

2. Fundamentos teóricos

Sea un recinto paralelepédico recto rectangular de dimensiones l_x , l_y y l_z con superficies rígidas (Figura 1) y de absorción despreciable, de manera que en las superficies rígidas el desplazamiento es nulo y la presión acústica máxima. Cuando en el interior del recinto una fuente sonora comienza a emitir, aparecen ondas estacionarias en el recinto propagándose en diversas direcciones.

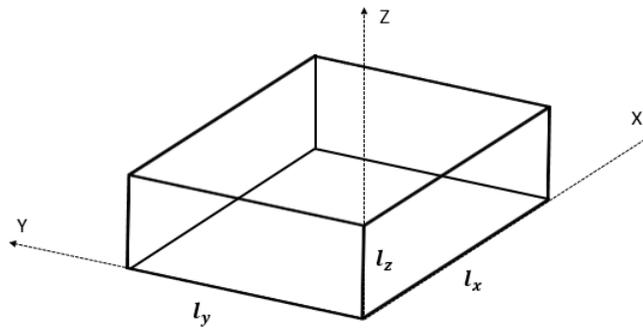


Figura 1 – Recinto paralelepípedo recto rectangular con superficies rígidas de dimensiones l_x , l_y y l_z

Para abordar teóricamente el problema planteado, el procedimiento a seguir es el siguiente: se parte de la ecuación de ondas en tres dimensiones y a continuación se separarán las variables espaciales y la variable temporal. Esto permite obtener tres ecuaciones diferenciales de segundo orden de coeficientes constantes. Aplicando las condiciones de contorno a la solución de cada una de estas ecuaciones diferenciales, se obtienen las frecuencias y vectores propios del sistema. Este procedimiento es el que se detalla a continuación.

Sea el volumen de aire contenido en el interior del recinto que al ser excitado por una fuente sonora genera ondas estacionarias en ese espacio que constituyen sus modos propios. Para obtener las frecuencias propias del recinto a estudiar, se parte de la ecuación de ondas en tres dimensiones:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}, \tag{1}$$

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

Esta ecuación diferencial es homogénea, lineal, de variables separadas, por lo que su solución es del tipo:

$$p(x, y, z, t) = P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot T(t), \tag{2}$$

Derivando parcialmente la ecuación 2 con respecto a las variables x, y, z, t , dos veces, se obtiene:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot T(t) \frac{\partial^2 P_1(x)}{\partial x^2} \tag{3}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = P_1(x) \cdot P_3(z) \cdot T(t) \frac{\partial^2 P_2(y)}{\partial y^2} \tag{4}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot T(t) \frac{\partial^2 P_3(z)}{\partial z^2} \tag{5}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \frac{\partial^2 T(t)}{\partial t^2} \tag{6}$$

Como la dependencia con respecto al tiempo es sinusoidal, se puede expresar $T(t) = A_t \cos(\omega t)$, donde A_t es la amplitud y ω es la frecuencia angular, de forma que:

$$\frac{\partial^2 T(t)}{\partial t^2} = -A_t \omega^2 \cos(\omega t) = -\omega^2 T(t), \tag{7}$$

que sustituyendo en la ecuación anterior resulta:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) (-\omega^2 T(t)). \tag{8}$$

Sustituyendo las derivadas parciales de segundo orden en la ecuación de ondas en tres dimensiones (Ec. 2), se obtiene:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 P_1(x)}{\partial x^2} \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot T(t) + \\ & \frac{\partial^2 P_2(y)}{\partial y^2} \cdot P_1(x) \cdot P_3(z) \cdot T(t) + \\ & \frac{\partial^2 P_3(z)}{\partial z^2} \cdot P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot T(t) = \frac{-\omega^2}{c^2} P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot T(t), \end{aligned} \quad (9)$$

y dividiendo por $P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot T(t)$ se obtiene:

$$\frac{\partial^2 P_1(x)}{\partial x^2} \frac{1}{P_1(x)} + \frac{\partial^2 P_2(y)}{\partial y^2} \frac{1}{P_2(y)} + \frac{\partial^2 P_3(z)}{\partial z^2} \frac{1}{P_3(z)} = \frac{-\omega^2}{c^2} = -k^2, \quad (10)$$

donde $k = \omega/c$ es el número de ondas. En la ecuación 10 cada término de la suma depende únicamente de las variables x , y , y z , respectivamente. Teniendo en cuenta que $k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = k^2$, la única solución posible debe ser aquella en la que los tres sumandos sean constantes, por lo que se debe de cumplir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 P_1(x)}{\partial x^2} \frac{1}{P_1(x)} &= -k_x^2; \\ \frac{\partial^2 P_2(y)}{\partial y^2} \frac{1}{P_2(y)} &= -k_y^2; \\ \frac{\partial^2 P_3(z)}{\partial z^2} \frac{1}{P_3(z)} &= -k_z^2, \end{aligned} \quad (11)$$

o lo que es lo mismo:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 P_1(x)}{\partial x^2} + k_x^2 P_1(x) &= 0; \\ \frac{\partial^2 P_2(y)}{\partial y^2} + k_y^2 P_2(y) &= 0; \\ \frac{\partial^2 P_3(z)}{\partial z^2} + k_z^2 P_3(z) &= 0, \end{aligned} \quad (12)$$

que son tres ecuaciones diferenciales de segundo orden, de coeficientes constantes, homogéneas cuya solución es del tipo:

$$\begin{aligned} P_1(x) &= A_x \cos(k_x x) + B_x \operatorname{sen}(k_x x); \\ P_2(y) &= A_y \cos(k_y y) + B_y \operatorname{sen}(k_y y); \\ P_3(z) &= A_z \cos(k_z z) + B_z \operatorname{sen}(k_z z), \end{aligned} \quad (13)$$

donde los coeficientes A_i y B_i , $i = x, y, z$ pueden obtenerse a partir de las condiciones de contorno. Para este caso, éstas son: desplazamiento nulo en las superficies rígidas y presión acústica máxima en las mismas. Aplicando las condiciones de contorno para cada una de las dos superficies perpendiculares a los ejes OX ($x = 0$ y $x = l_x$), OY ($y = 0$ y $y = l_y$) y OZ ($z = 0$ y $z = l_z$),

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_1(x)}{\partial x} &= 0 \text{ para } \begin{cases} x = 0 \\ x = l_x \end{cases}; \\ \frac{\partial P_2(y)}{\partial y} &= 0 \text{ para } \begin{cases} y = 0 \\ y = l_y \end{cases}; \\ \frac{\partial P_3(z)}{\partial z} &= 0 \text{ para } \begin{cases} z = 0 \\ z = l_z \end{cases}. \end{aligned} \quad (14)$$

Se tiene, para las dos superficies perpendiculares al eje OX ($x = 0$ y $x = l_x$):

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_1(x)}{\partial x} &= -A_x \operatorname{sen}(k_x x) + B_x \cos(k_x x); \\ \left. \frac{\partial P_1(x)}{\partial x} \right]_{x=0} &= B_x k_x = 0 \implies B_x = 0; \\ \left. \frac{\partial P_1(x)}{\partial x} \right]_{x=l_x} &= -A_x \operatorname{sen}(k_x l_x) = 0 \implies \\ k_x l_x = n_x \pi &\implies k_x = \frac{n_x \pi}{l_x}, \quad n_x = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (15)$$

Y de idéntica manera para las superficies perpendiculares a los ejes OY y OZ , se obtiene

$$\begin{aligned} k_x &= \frac{n_x \pi}{l_x}, \quad n_x = 0, 1, 2, \dots \\ k_y &= \frac{n_y \pi}{l_y}, \quad n_y = 0, 1, 2, \dots \\ k_z &= \frac{n_z \pi}{l_z}, \quad n_z = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (16)$$

Como $k^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2$,

$$k = \pi \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}, \quad (17)$$

y como $k = \frac{2\pi f}{c}$, donde f es la frecuencia, entonces

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}. \quad (18)$$

Expresión con la que se obtienen las frecuencias propias de un recinto paralelepípedo recto rectangular de superficies rígidas. La presión acústica para cada una de las frecuencias de resonancia vendrá dada por la expresión:

$$p = A \cos\left(\frac{n_x \pi}{l_x} x\right) \cos\left(\frac{n_y \pi}{l_y} y\right) \cos\left(\frac{n_z \pi}{l_z} z\right) \cos(2\pi f t), \quad (19)$$

donde $A = A_x \cdot A_y \cdot A_z \cdot A_t$ es la amplitud de la onda en los vientres. Con esta expresión se obtienen, dando valores a la terna (n_x, n_y, n_z) las diferentes ondas estacionarias o modos propios presentes en el recinto. Si la onda estacionaria es paralela a alguno de los ejes OX , OY , OZ , lo que se corresponde con aquellas en las cuales dos valores de la terna (n_x, n_y, n_z) son nulos, se denomina modo axial. Si la onda estacionaria es paralela a cualquiera de los planos XY , XZ , YZ , lo que se corresponde con aquellas en las cuales un valor de la terna (n_x, n_y, n_z) es nulo, se denomina modo tangencial. Por último, aquellas en las que la dirección de propagación no es paralela a ninguna superficie del paralelepípedo, se denominan modos oblicuos. En este caso ninguno de los valores de la terna (n_x, n_y, n_z) es nulo.

3. Modelización

Para poder estudiar los modos propios de un recinto se ha requerido de la implementación de un modelo matemático que simule las características del sistema. Para ello, se ha utilizado el Método de los Elementos Finitos mediante el uso del software comercial COMSOL Multiphysics, el cual dispone de una herramienta de cálculo específica del módulo acústico para obtener los modos propios. El MEF realiza una discretización del modelo y resuelve la ecuación de Helmholtz:

$$\nabla \left(-\frac{1}{\rho} \nabla p \right) = \frac{\omega^2}{\rho c^2} p, \quad (20)$$

donde ρ es la densidad del medio. El dominio se implementa como un paralelepípedo de dimensiones (L, W, H) . Para resolver la ecuación de Helmholtz, se han tomado los valores de $\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$ y $c = 343 \text{ m/s}$. Las condiciones de contorno que se han definido son: los cerramientos del recinto se consideran perfectamente rígidos. En este caso, se puede aplicar la condición de Neumann (velocidad en el cerramiento nula). El mallado requerido para evitar la dispersión numérica es de $\lambda/8$ como tamaño máximo del elemento y $\lambda/12$ como tamaño mínimo, siendo λ la longitud de onda para la frecuencia del modo propio. Una vez definidas las condiciones de contorno del modelo, se eligen las dimensiones del recinto paralelepípedo, siendo éstas: $L = 9 \text{ m}$, $W = 7 \text{ m}$ y $H = 3 \text{ m}$. Por último, se procede a realizar la simulación numérica. En primer lugar, se obtienen los modos axiales. En este caso basta con resolver la ecuación de ondas unidimensional:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}, \quad n_y = n_z = 0, \quad (21)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}, \quad n_x = n_z = 0, \quad (22)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}, \quad n_x = n_y = 0. \quad (23)$$

Este caso es análogo al cálculo de los modos propios de vibración de una cuerda con ambos extremos fijos, caso bien conocido por los alumnos puesto que en las asignaturas de Física de primer curso y en la asignatura de Acústica, habitualmente, lo han estudiado. Para el caso de una cuerda con ambos extremos fijos, dado la ubicación de las asignaturas en el plan de estudios, se suele obtener el desplazamiento y las frecuencias de los modos propios de vibración de la cuerda, cuya expresión viene dada por la ecuación:

$$f_n = \frac{nc}{2L}, \quad (24)$$

donde $n = 1, 2, 3, \dots$ y L es la longitud de la cuerda.

Para el caso de los modos axiales de un recinto paralelepípedo de superficies rígidas, las frecuencias propias de los modos axiales se obtienen a partir de la Ec. 18, y dado que dos valores de la terna (n_x, n_y, n_z) son nulos, la expresión que se obtiene es:

$$f_{n_i} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_i}{l_i}\right)^2} = \frac{n_i c}{2l_i}, \quad (25)$$

que coincide con las frecuencias de los modos propios de vibración de la cuerda. Sin embargo, en acústica de recintos lo que se pretende obtener es la distribución de presiones en lugar del desplazamiento. Esto hace que, los alumnos estén familiarizados con la obtención de los valores propios de la ecuación de ondas donde la magnitud estudiada es el desplazamiento, sin embargo, cuando se trata de la presión, hay que tener en cuenta que la interpretación de los resultados debe ser en términos de esta magnitud y no del desplazamiento, traslación que habitualmente omiten los alumnos.

Para el caso de los modos tangenciales, basta con resolver la ecuación de ondas bidimensional:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad n_z = 0, \quad (26)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad n_y = 0, \quad (27)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad n_x = 0. \quad (28)$$

Este caso es análogo al cálculo de los modos propios de vibración de una placa con los extremos fijos, pero obteniendo la distribución de presiones en vez del desplazamiento. En el caso de un modo tangencial en un recinto la onda estacionaria es paralela a cualquiera de los planos XY, XZ, YZ. Las frecuencias propias de los modos del recinto se obtienen a partir de la Ec. 18 pero con un valor de la terna (n_x, n_y, n_z) nulo, expresión que coincide con la de las frecuencias de los modos propios de vibración de una placa con los extremos fijos.

Por último, es en el caso de los modos oblicuos donde los alumnos tienen dificultad en visualizar espacialmente la distribución de presiones en el recinto. Su aproximación a este campo se basa en el estudio de los modos propios en cuerdas y placas donde no se presentan este tipo de modos. Esta falta de referencia de cursos anteriores sumada a la necesidad de una visión espacial más concreta hace que la utilización de herramientas de simulación sea especialmente útil para abordar este estudio

4. Resultados

A partir de la modelización del fenómeno que se está estudiando, siguiendo el proceso descrito en la Sección 3, el alumno se encuentra en disposición de visualizar los modos propios de la sala a estudio. A modo de ejemplo en las figuras siguientes se presentan los distintos modos propios (axiales, longitudinales y oblicuos) que generan en un recinto cerrado de paredes rectas y paralelas.

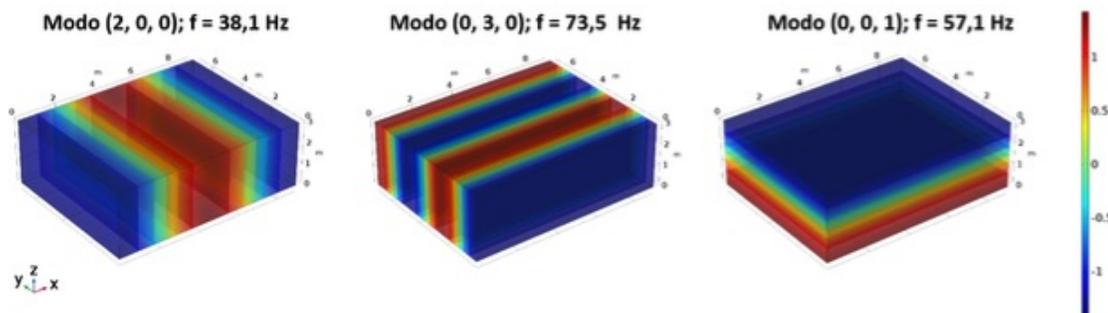


Figura 2 – Distribución de presiones acústicas en el recinto de dimensiones $L = 9m$, $W = 7m$ y $H = 3m$ para los modos axiales $(2, 0, 0)$, $(0, 3, 0)$ y $(0, 0, 1)$.

En la Figura 2 se muestran los resultados de la simulación mediante MEF para obtener la distribución de presiones acústicas para los modos axiales $(2, 0, 0)$, $(0, 3, 0)$ y $(0, 0, 1)$ en el recinto. Como puede observarse en este caso la presión sobre las superficies es máxima, lo cual implica un desplazamiento nulo.

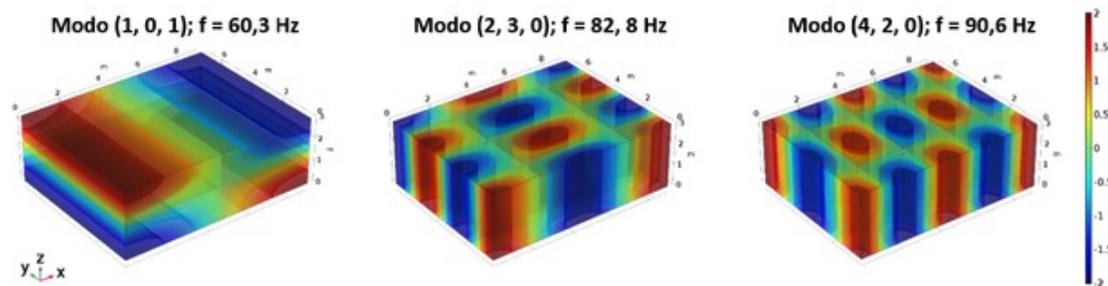


Figura 3 – Distribución de presiones acústicas en el recinto de dimensiones $L = 9m$, $W = 7m$ y $H = 3m$ para los modos tangenciales $(1, 0, 1)$, $(2, 3, 0)$ y $(4, 2, 0)$.

Para el caso de los modos tangenciales, se obtiene, a modo de ejemplo, la distribución de presiones acústicas para los modos tangenciales $(1, 0, 1)$, $(2, 3, 0)$ y $(4, 2, 0)$ en el recinto estudio, tal y como se muestra en la Figura 3.

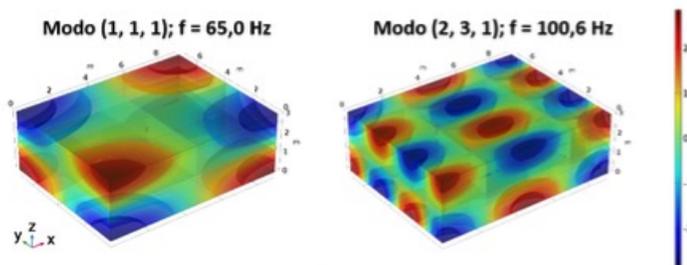


Figura 4 – Distribución de presiones acústicas en el recinto de dimensiones $L = 9m$, $W = 7m$ y $H = 3m$ para los modos oblicuos $(1, 1, 1)$ y $(2, 3, 1)$.

A modo de ejemplo, en la Figura 4 se muestran la distribución de presiones acústica en el recinto correspondiente a los modos oblicuos $(1, 1, 1)$ y $(2, 3, 1)$ obtenidos mediante simulación

Modo	Frecuencia propia (Teórica) (Hz)	Frecuencia propia (Simulación) (Hz)	ϵ (%)
$(2, 0, 0)$	37.8	38.1	0.8
$(0, 3, 0)$	72.9	73.5	0.8
$(0, 0, 1)$	56.7	57.1	0.7
$(1, 0, 1)$	59.7	60.3	1.0
$(2, 3, 0)$	82.1	82.8	0.8
$(4, 2, 0)$	89.8	90.6	0.9
$(1, 1, 1)$	64.5	65.0	0.8
$(2, 3, 1)$	99.7	100.6	0.9

Tabla 1 – Frecuencias propias de los modos axiales, tangenciales y oblicuos obtenidos teóricamente y mediante simulación. Error relativo de los resultados.

Con el fin de visualizar la validez de las simulaciones, en la tabla 1 se muestran los valores de las frecuencias propias de los modos presentados obtenidos, tanto teóricamente como mediante simulación, así como el error relativo de la simulación.

A la vista de los resultados obtenidos, se observa que la frecuencia propia obtenida mediante simulación tiene siempre un valor ligeramente superior al obtenido de forma teórica. Teniendo en cuenta el error relativo, podemos considerar que la simulación proporciona unos valores de frecuencias propias para los distintos modos, válidos.

5. Conclusiones

El uso de simulaciones mediante el Método de Elementos Finitos es una potente herramienta para relacionar los resultados matemáticos con la observación del fenómeno. Los alumnos que cursan asignaturas relacionadas con la acústica de recintos tienen dificultades en visualizar espacialmente cómo son estos modos de vibración y la distribución de presiones acústicas en el recinto, especialmente en el caso de los modos oblicuos. La introducción de los resultados de la simulación de la distribución de presiones acústicas en un recinto facilita su aprendizaje, visualización y comprensión del fenómeno. Por otro lado, el uso de simulaciones en el estudio de los modos propios de un recinto tiene un coste temporal reducido (en torno a 5 minutos con un PC con 4 GB de memoria RAM), al contrario que de forma experimental, ya que requiere de un coste temporal muy elevado.

El desarrollo de la plataforma de teleformación de la Universitat Politècnica de València (UPV), PoliformaT, a la que se tiene acceso desde las distintas asignaturas que se imparten en la (UPV), en la que los profesores y alumnos, pueden compartir toda la información acerca de sus asignaturas y gestionar los contenidos que se consideren necesarios para mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje. Esta plataforma facilita el uso de estos nuevos modelos de enseñanza que combinan las asignaciones tradicionales de material complementario de teoría con otras posibilidades de aprendizaje realizadas de forma autónoma en línea por los estudiantes y que les permite, de un modo sencillo, visualizar aquellos fenómenos de los que resulta difícil hacerse una imagen sin esta ayuda. Este recurso es ampliamente valorado por los alumnos ya que les proporciona la posibilidad de ver cómo afectan los parámetros de los modos propios oblicuos y les facilita la comprensión de dicho fenómeno.

Referencias

-  Llinares, J., Llopis, A., Sancho, F. J. (1996).
Acústica Arquitectónica y Urbanística.
Servicio Publicaciones Universitat Politècnica de València.
-  Recuero, M. (2001).
Acondicionamiento Acústico.
Editorial Paraninfo.
-  Parush, A., Hamm, H., Shtub, A. (2002).
Learning histories in simulation-based teaching: the effects on self-learning an transfer.
Computers & Education, 39, 319–332.
-  Lunce, L. M. (2006).
Simulations: Bringing the benefits of situated learning to the traditional classroom.
Journal of Applied Educational Technology, 3(1), 37–45.
-  Adams, W. K., Reid, S., LeMaster, S. B., McKagan, S. B., Perkins, K. K., Dubson, M. Wieman, C. E. (2008).
A Study of Educational Simulations: Part I – Engagement and Learning.
Allyn & Bacon Ed. Boston.
-  Alessi, S. M. & Trollip, S. R. (2001).
Multimedia Learning: Methods and Development.
IET Image Processing, 6(9),1293–1298.
-  Tan, A., Paterson, G. D., Mathew, J., Dunbabin, M. (2002).
Visualisation of vibration mode shapes to assist students in the learning of mechanical vibrations.
World Transactions on Engineering and Technology Education, 1(1), 65–68.
-  Oladejo K. A., Abu R. and Adewale M. D. (2012).
Effective Modeling and Simulation of Engineering Problems with COMSOL Multiphysics.
International Journal of Science and Technology 2(10), 742–748.
-  Herrero-Durá, I., Picó, R., Sánchez-Morcillo, V. J., Garcia-Raffi, L. M. (2017).
Modelling of continuous elastic systems by using the Finite Element Method.
Modelling in Science Education and Learning, 10(2), 193–201.