

MODELO NUMÉRICO EN ELEMENTOS FINITOS PARA LA DESCRIPCIÓN DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE UN ALTAVOZ PLEGADO

PACS: 43.38 .-p

Ramis, Jaime¹, José Martínez², Bolaños, F².1, Segovia Eulogio, E¹., Carbajo, J. ¹.

¹Dpto. Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal
Universidad de Alicante
Apdo. Correos, 99; 03080 Alicante
e-mail: jramis@ua.es

² Acústica Beyma SL, Moncada, Valencia, 46113, Spain
e-mail: j.martinez@beyma.com

ABSTRACT

In this work we present preliminary results of the process followed for the adjustment of a numerical model in finite elements of the mechanical behaviour of a pleated loudspeaker, based on the AMT technology (Air Motion Transformer). In this type of transducers, the diaphragm is formed by longitudinal folds. In the internal face of each one of these folds is printed a conductive ribbon. We have obtained firstly the participation factors and the generalized mass from the results of a natural vibration modal analysis. Next, an analysis is realized taking into account the loss factors of the materials, followed by a forced vibration modal analysis.

Keywords: Pleated loudspeaker, Finite Element Method, Generalized mass,

RESUMEN

En este trabajo se presentan los resultados preliminares correspondientes al proceso seguido para el ajuste de un modelo numérico en elementos finitos para la parte móvil del un altavoz plegado, basado en la tecnología AMT.(Air Motion Transformer). En este tipo de altavoces el diafragma esta construido a base de pliegues longitudinales de forma que en la cara interna de cada pliegue hay impresa una cinta conductora.

Se obtienen, en primer lugar los factores de participación de cada modo y la masa generalizada correspondiente a partir de los resultados de un análisis modal vibracional. A continuación se realiza un análisis del sistema forzado con una excitación parecida a la real tomando en consideración el amortiguamiento de cada material.

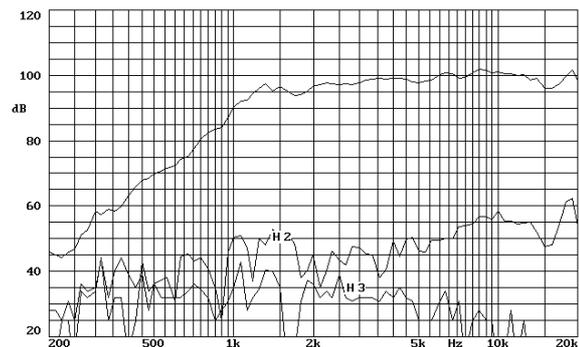
Palabras-clave: altavoz plegado, Método de los elementos finitos, masa generalizada.

1 INTRODUCCIÓN

En este trabajo se aborda el estudio del comportamiento mecánico del conjunto móvil de un altavoz plegado. Como es sabido la respuesta de un transductor es función de la interacción de parámetros eléctricos, mecánicos y acústicos. En objetivo de este trabajo se centra exclusivamente en la parte mecánica dejando para un trabajo posterior la interacción mecanico acústica. La base experimental que hemos tomado como referencia en nuestro estudio es el altavoz TPL-150 que se muestra en la figura 1.a, fabricado por Acustica Beyma SA [6].



a)



b)

Figura 1 : a) Altavoz TPL-150 fabricado por la empresa Acústica Beyma S.A. b) Respuesta en frecuencia en campo libre y distorsión armónica de este tipo de altavoces

Se trata de un altavoz basado en la tecnología Air Motion Transformer (AMT). En [5], el lector interesado puede encontrar una descripción fenomenológica del funcionamiento de este tipo de transductores.

En concreto, se presentan los resultados del proceso seguido para el ajuste de un modelo numérico en elementos finitos (FEM) para la parte móvil de este altavoz. Los resultados serán aplicables otros altavoces basados en esta tecnología. El objetivo general es determinar la influencia que pequeñas variaciones en la geometría provocan en la respuesta del sistema. Llegados a este punto, conviene señalar que las dimensiones de los conjuntos móviles los modelos implementados son similares, aunque no idénticas a las de este altavoz.

2 MASA GENERALIZADA, FACTORES DE PARTICIPACIÓN

En esta sección realizaremos una somera descripción de los conceptos de masa generalizada y factores de participación destacando su importancia en la dinámica de sistemas. Una descripción detallada de los fundamentos teóricos se puede encontrar en [1, 2, 3, 4].

Consideremos un sistema definido por :

$$M\ddot{x} + Kx = F \quad (1)$$

M la matriz de masas, K la matriz de rigidez, F la fuerza y x el desplazamiento.

La solución de este sistema (1) viene dado en términos de autovalores y autovectores.

La masa generalizada del sistema se puede expresar en función de las formas modales de acuerdo con la ecuación:

$$\hat{m} = \Phi^T M \Phi \quad (2)$$

Los modos de vibración relevantes en un sistema como el que es objeto de estudio son aquellos que tienen una alta masa generalizada (a veces denominada masa movilizada). En el campo de la ingeniería sísmica y la aeroespacial, se suele utilizar el término “*targeted modes*” para referirse a aquellos modos con una alta masa generalizada que son importantes para la dinámica del sistema y que de alguna forma determinan su rango de funcionamiento.

Aquellos modos caracterizados por una alta masa generalizada, son modos que tienen gran importancia en la respuesta del sistema.

El factor de participación es otro parámetro de gran importancia en el campo de los transductores electroacústicos. En altavoces, es importante distinguir la dirección en la que los modos de vibración movilizan masa. Las componentes traslacionales de los factores de participación se definen mediante la ecuación:

$$r_{iv} = \frac{\sum_{j=1}^N \Phi_{ij} M_{ij}}{\{\Phi\}_v (M) \{\Phi\}_v^T} \quad (3)$$

donde los símbolos que no han sido definidos anteriormente son los siguientes:

i: Identifica la componente (el grado de libertad:1 a 6), j : el nodo (El modelo tiene N nodos) y el modo (que van de 1 a V).

A partir de los factores de participación en una determinada dirección es posible determinar la masa movilizada (generalizada) en esa dirección.

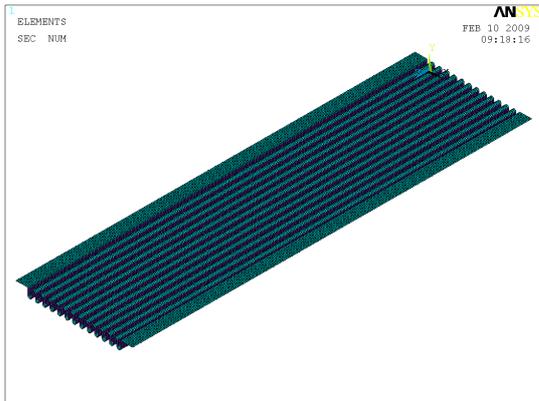
3 EL MODELO NUMÉRICO

El modelo de elementos finitos ha sido realizado con ayuda del programa Ansys; el tipo de elementos empleado es laminar (“shell”), con seis grados de libertad por nudo, (los tres desplazamientos 3D y los tres giros 3D), ya que el espesor es mucho menor que las otras dos dimensiones, habiendo utilizado elementos compuestos de dos capas de material distinto cada una para modelar las bandas de cobre; el tamaño de los elementos

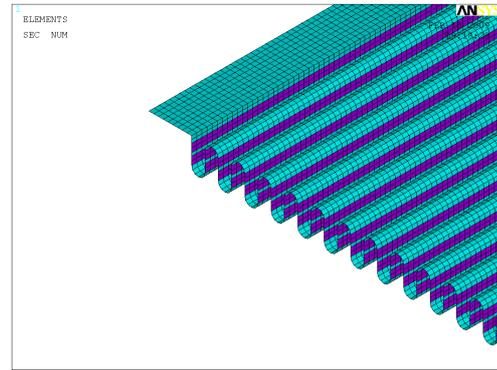
El número de elementos de los modelos implementados se ha ido incrementando hasta comprobar que la base modal no cambiaba significativamente.

Se ha aplicado el el criterio de que haya dos elementos en dirección transversal al plano del altavoz en cada banda de cobre y tengan las dos dimensiones de cada elemento dimensiones parecidas, resultando alrededor de 8000 nudos y elementos para cada uno de los modelos implementados. De esta manera la longitud de onda para la frecuencia máxima analizada es muchísimo mayor que diez veces la mayor de las dimensiones de los elementos, por lo que el tamaño de los elementos es adecuado según el criterio normalmente empleado en Modelos de Elementos Finitos. Aunque se ha llevado a cabo un análisis en el rango de 500 a 12000 Hz, sólo se presentan los correspondientes al rango 500 -2000 Hz.

En las figuras 1a y 1b se muestra una descripción de la geometría bajo consideración . En la figura 1b se aprecian las dos capas de material. El espesor tomado para el material base y para las pistas de Cu ha sido de 17 micras.



a)



b)

Figura 2 : a) Vista general del modelo correspondiente a la parte móvil del altavoz TPL-150
b) Detalle del modelo

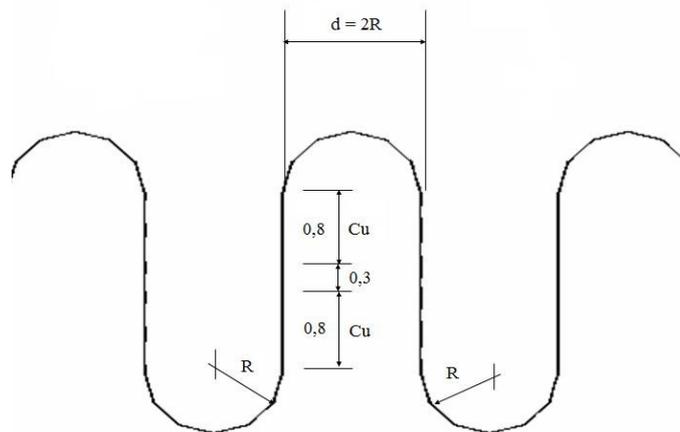


Figura 3. Vista frontal de la geometría y dimensiones

Altavoz	Largo(mm)	R(mm)
A	140	0,65
B	145	0,65
E	140	0,78
F	140	0,52

Tabla 1. Dimensiones de los modelos implementados.

Más arriba se ha justificado la importancia la determinación de los modos propios de vibración y sus factores de participación ya que son determinantes para explicar el comportamiento acústico del altavoz. De alguna forma, nos cuantifican la facilidad o predisposición-del modo propio para vibrar de una determinada forma.

El programa Ansys permite ofrece dos opciones para determinar las matrices de masa. Hemos comprobado que los resultados son similares con ambos métodos en el problema que nos ocupa.

En un primer paso para atacar el problema se han determinado estos factores de participación para un caso concreto: cuando el altavoz se solicita con las fuerzas de inercia correspondientes a una aceleración de arrastre igual para un instante t en todos los puntos de altavoz (mismo vector complejo de la aceleración de arrastre en todos los puntos en un análisis armónico), según se indica en la figura 4.

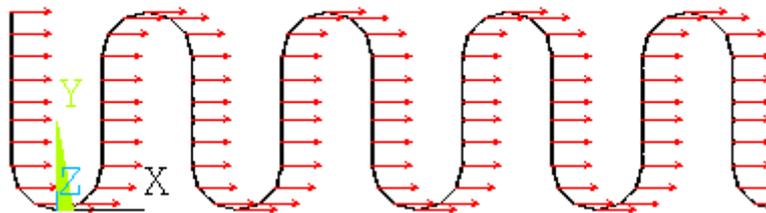


Figura 4. Aceleración de arrastre en el primera caso considerado

En esta situación, dado que el altavoz completo con las fuerzas de inercia correspondientes a la aceleración de arrastre, constituye una estructura simétrica respecto el plano medio paralelo a YZ sometida a un sistema de cargas antisimétrico, los factores de participación serán nulos para los modos simétricos.

A partir de los factores de participación se obtiene la masa movilizada que tiene la distribución que se muestra en las figuras 5

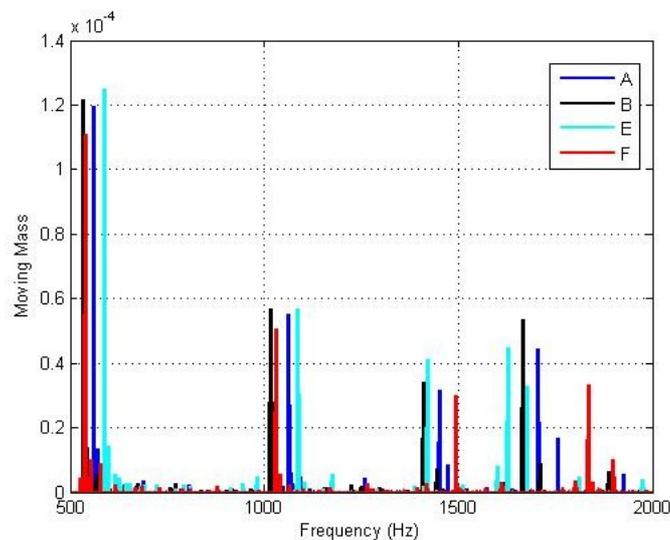


Figura 5

En un segundo paso, con el objeto de reproducir el funcionamiento real del altavoz, si suponemos que el campo magnético es uniforme y la dirección de la fuerza mecánica no se ve alterada significativamente por efectos no lineales, el altavoz quedará solicitado por una distribución de fuerzas como indica en la figura 6 (módulo de la fuerza uniforme)

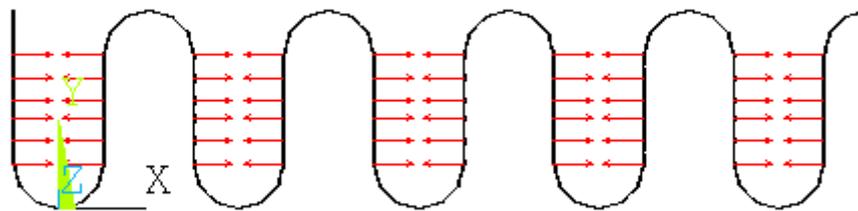


Figura 6. Distribución de fuerzas en el análisis forzado

Para producir una excitación forzada simulando el efecto del sentido de la corriente se ha introducido en el análisis armónico fuerzas en los nudos correspondientes a los elementos donde están las bandas de cobre con el mismo sentido en un pliegue dado y contrario en el siguiente pliegue.

Dado que el análisis forzado corresponde a una estructura simétrica respecto al plano medio paralelo a YZ sometida a un sistema de cargas simétrico, todos los modos propios excitados serán simétricos, pero los factores de participación para los modos simétricos en un análisis modal de una estructura simétrica son nulos. Entonces, para poder utilizar comparativamente los factores de participación en el altavoz no debemos utilizar el modelo de elementos finitos del altavoz completo, sino el correspondiente a medio altavoz (las simulaciones se pueden llevar a cabo sólo con un cuarto de modelo en realidad porque el plano medio paralelo a XZ es un segundo plano de simetría).

Se ha introducido el amortiguamiento con un factor de pérdidas constante para cada uno de los dos materiales, independientemente de la frecuencia, según la expresión para la matriz de amortiguamiento [C]:

$$\sum_{j=1}^2 \frac{\eta_j}{\omega} [K_j] \quad (4)$$

donde:

j es el número de material (j=1 ó j=2)

η_j es el factor de pérdidas introducido para el material j

[Kj] es la matriz de rigidez correspondiente al material j

ω Ω es la frecuencia angular (rad/s)

En las figura 7 se muestran los resultados para la masa movilizada en esta nueva situación

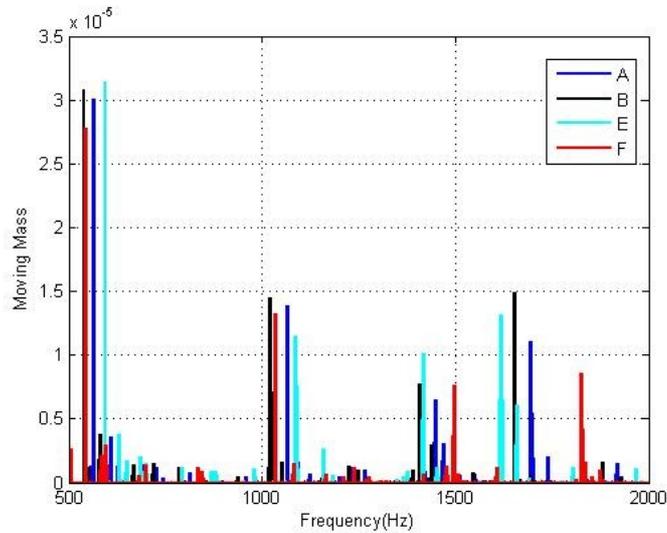


Figura 7

En la figura 8 se muestra el modo correspondiente a la frecuencia de 1017 Hz de alta masa movilizada.

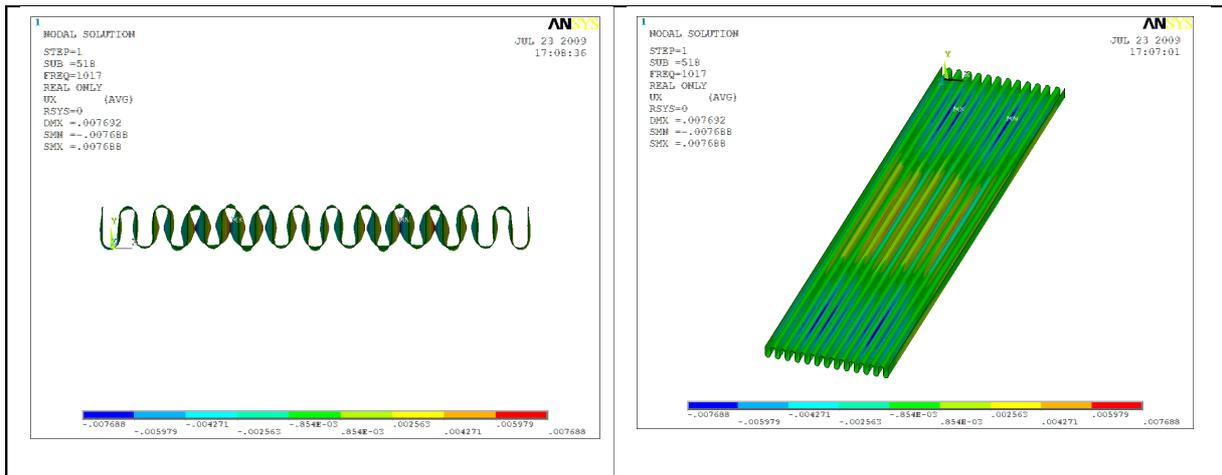


Figura 8.a) Vista frontal del modo de vibración correspondiente a la frecuencia de 1017 (alta masa movilizada). B) Vista general

Por último, se observa en los análisis forzados realizados que la energía cinética de la estructura alcanza una frecuencia de resonancia muy próxima a una frecuencia propia de un modo de vibración no amortiguado con un factor de participación de valor significativo. Este modo de vibración es el que mejor “sigue” la excitación provocada por las fuerzas mecánicas originadas por el funcionamiento del altavoz.

En la figura 9, se muestra la energía cinética normalizada asociada a la dirección x en función de la frecuencia, de acuerdo con la ecuación:

$$E_{CX} = \frac{1}{2} \int v_x^2 dm \cong \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N v_{xi}^2 m_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \omega^2 U_{xi}^2 m_i$$

donde :

N es el número de nodos, V_{xi} es la amplitud de la velocidad en la dirección x , m_i es la masa del nod i , $\omega = 2\pi f$ y U_{xi} es la amplitud de desplazamiento (dirección x) para la frecuencia considerada.

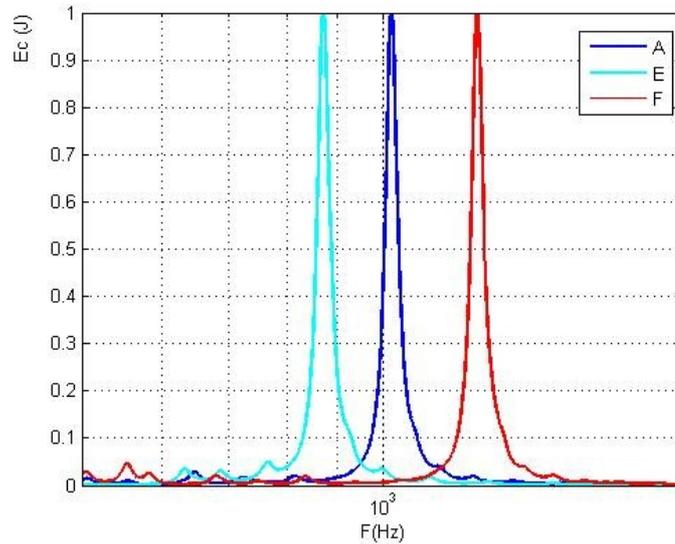


Figura 9. Energía cinética normalizada asociada a la dirección x en función de la frecuencia

4 CONCLUSIONES

Se ha implementado un modelo en FEM que puede describir el comportamiento mecánico de moving assemblies in pleated loudspeakers y permite analizar la influencia de pequeñas modificaciones en la geometría en la base modal y en la masa movilizada.

El siguiente paso es incorporar la componente acústica del problema. Esto puede realizarse de diferentes formas. En la actualidad se está trabajando en un modelo en Diferencias Finitas en el Dominio del Tiempo que trabaje a partir de los datos suministrados por el modelo mecánico

REFERENCIAS

- [1] D.C. Kammer, J. Cessna, A. Kostuch, "A Generalization of Effective Mass for Selecting Free-Free Target Modes", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 129, February 2007
- [2] W.T. Thomson, Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall 1981.
- [3] T. Irvine, "Effective Modal Mass and Modal Participation Factors", Available on the web on site:<http://www.vibrationdata.com/tutorials2/ModalMass.pdf>. (last access on march 7 2007).
- [4] C. Hutin, Modal Analysis Using Appropriated Excitation Techniques, Sound and Vibration, October 2000.
- [5] http://en.wikipedia.org/wiki/Oskar_Heil#Air_Motion_Transformer.
- [6] <http://www.adamhall.com/uk/media/products/BY1/BY1TPL150-f2.pdf>.