

**ESTUDIO NUMERICO DEL EFECTO DE LA MODIFICACIÓN DEL PERFIL  
EN ALTAVOCES DE RADIACIÓN DIRECTA DE GRAN TAMAÑO**

PACS: 43.38-p

**Ramis, J.<sup>1</sup>, Carbajo, J.<sup>1</sup>, Segovia<sup>2</sup>, Espí, A.<sup>3</sup>, Martínez, J.<sup>3</sup>**

1: Departamento de Física, Ingeniería de sistemas y teoría de la Señal  
Escuela Politécnica Superior de Alicante  
Universidad de Alicante  
Carretera San Vicente del Raspeig s/n 03690 (Alicante)  
e-mail: jramis@ua.es, jesus.carbajo@ua.es

2: Departamento de Ingeniería de la Construcción, OP e IU  
Escuela Politécnica Superior de Alicante  
Universidad de Alicante  
Carretera San Vicente del Raspeig s/n 03690 (Alicante)  
e-mail: enrique.gonzalo@ua.es

3: Acústica Beyma SL, Moncada, 46113, Spain  
e-mail: alejandro.espi@beyma.com, j.martinez@beyma.com

**ABSTRACT**

Taking as reference an fifteen inch speaker with a diaphragm of conventional pulp, different finite element models have been implemented in order to quantify the effects of modifying the profile of the diaphragm with emphasis on variables related to maximize your time and increase power radiated with the same cross section.

**RESUMEN**

Tomando como referencia un altavoz de quince pulgadas con un diafragma de pulpa de papel convencional se implementan diferentes modelos en elementos finitos con el objeto de cuantificar los efectos de modificar el perfil del diafragma haciendo hincapié en las variables relacionadas con maximizar su duración y aumentar la potencia radiada con la misma sección eficaz.

## 1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

En este trabajo se realiza un análisis de las consecuencias de realizar pequeños cambios en el perfil del diafragma del altavoz utilizando el método de los elementos finitos (FEM) con un doble objetivo:

- a) Evaluar las variaciones producidas por estos cambios en el desplazamiento del diafragma que, como es sabido, está relacionado con el volumen desplazado por el mismo y, por tanto, con la potencia radiada y con el rendimiento del sistema.
- b) Identificar y cuantificar el riesgo de rotura de diafragma

La respuesta en frecuencia de un altavoz viene condicionada, en gran medida, por las características de la estructura de su conjunto móvil. Las características generales más usadas para describir el comportamiento global de un sistema radiante son el rendimiento, la respuesta en frecuencia y la impedancia eléctrica. La definición de estos conceptos, así como la metodología para determinarlos experimentalmente se puede encontrar en diferentes manuales especializados [1,2].

En el caso de altavoces de radiación directa, la respuesta en frecuencia típica es del tipo filtro paso banda con una frecuencia de corte inferior que comienza un poco después de la frecuencia de resonancia mecánica. Las frecuencias de corte inferior, superior son función de las características eléctricas y mecánicas del altavoz, en especial de su conjunto móvil. Generalmente, problemática del diseño de sistemas radiantes se focaliza en la zona de baja frecuencia donde los desplazamientos son mayores. En el caso que nos ocupa, un altavoz de 15 pulgadas la zona de interés en frecuencia está por debajo de los 500 Hz.

## 2. CONCEPTOS

### 2.3. Método de los elementos Finitos

El método de los elementos finitos (MEF) es un método numérico muy generalizado para la resolución de diversos problemas de física gobernados por ecuaciones diferenciales y las bases se pueden consultar en [3, 4].

Para el presente trabajo se ha empleado el programa de elementos finitos *Ansys*®. Este programa contempla la matriz de amortiguamiento global compuesta por los siguientes términos:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] + \left(\frac{\xi}{\pi f}\right)[K] + \sum_{j=1}^M \beta_j [K_j] + \sum_{k=1}^N [C_k] \quad (4)$$

Donde  $\alpha$  es una constante que multiplica a la matriz de masa,  $\beta$  es una constante que multiplica a la matriz de rigidez,  $\xi$  es amortiguamiento a una determinada frecuencia,  $\beta_j$  es una constante que multiplica a la matriz de rigidez por tipo de elemento,  $[C_k]$  es la matriz de amortiguamiento que en algunos tipos de elementos se puede definir como una característica propia, por ejemplo en un elemento tipo muelle.

En función de las constantes introducidas, que son compatibles y acumulables, la matriz de amortiguamiento quedará definida de una forma u otra. Con las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez, la ecuación de movimiento se puede escribir en función de los desplazamientos de los nodos de los elementos que constituyen las incógnitas del problema.

$$[M]\{\ddot{u}^*\} + [C]\{\dot{u}^*\} + [K]\{u^*\} = \{f^{ext}(t)\} \quad (5)$$

Con la ecuación anterior, pero considerando el sistema en vibración libre sin amortiguar y fijando unas condiciones de contorno, se determinan las frecuencias propias y sus respectivas formas modales.

$$[M]\{\ddot{u}^*\} + [K]\{u^*\} = 0 \quad (6)$$

Haciendo el cambio de base:

$$\{u^*\} = [\Phi]\{\xi^*\} \quad (7)$$

Y operando se puede llegar a, para cada modo i considerado

$$\ddot{\xi}_i + (\alpha + \beta\omega_i^2)\dot{\xi}_i + \omega_i^2\xi_i = \frac{\{\phi_i\}^T \{f^{ext}(t)\}}{M_i} \quad (8)$$

donde no se han considerado los dos últimos términos de la ecuación (2) y el modo  $\{\phi_i\}$  se normaliza con  $M_i=1$ .

Por tanto, para un análisis armónico, podemos definir el factor de participación del modo i-ésimo como:

$$FP_i = \{\phi_i\}^T \{f_{Max}^{ext}\} \quad (9)$$

## 2.2. Potencia acústica radiada por un sistema vibrante

Es bien conocido el hecho de que la potencia acústica radiada por sistemas vibrantes depende de la velocidad del diafragma (relacionada con el caudal de aire que desaloja el mismo) y la resistencia mecánica de radiación (parte real de la impedancia). Este parámetro es función de la geometría del diafragma [5], y condiciona la radiación acústica.

$$W_{RAD} = v_{ef}^2 R_{MR} \quad (10)$$

$v_{ef}$  es la velocidad eficaz de vibración, que está relacionada con el desplazamiento,  $u$ , a través de la ecuación  $v_{ef} = j\omega u_y$  siendo  $u_y$  el desplazamiento en el sentido perpendicular al pistón. La variación de la resistencia mecánica de radiación con la geometría del diafragma en altavoces dinámicos de radiación directa aunque medible es pequeña. Por tanto, es necesario recurrir a la posibilidad de recurrir a grandes desplazamientos del diafragma. Del estudio numérico que se presenta se deducirá, como veremos, que la propia estructura del conjunto móvil puede favorecer la existencia de mayores desplazamientos con las consecuencias que esto conlleva.

## 2.3 Criterios para valores el límite de agotamiento y/o rotura

Cuando un modelo tiene una sola dirección funcional de tensiones y esfuerzos, es relativamente sencillo formular criterios para el agotamiento o la rotura, Pero cuando hay más de una componente, éstas se combinan para obtener un parámetro que se utiliza como criterio. Uno de los más utilizados en el llamado *Stress Intensity* que se obtiene de la siguiente forma.

Las tensiones principales ( $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ) se calculan a partir de las componentes mediante la ecuación cúbica que se obtiene de igualar el determinante de la matriz siguiente a cero:

$$\begin{pmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \sigma_{yz} \\ a_{31} & \sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{pmatrix} \quad (11)$$

Donde  $\sigma_0$  son las tensiones principales (tres valores),  $\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$

Se define el parámetro *Stress Intensity*, que denotaremos de ahora en adelante como SINT como:

$$SINT = MAX(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) \quad (12)$$

### 3. MODELOS IMPLEMENTADOS

Se ha tomado como referencia un altavoz de 15 pulgadas con diafragma de pulpa de celulosa convencional. Los dos modelos de los cuales se presentan resultados en este trabajo se diferencian en el encuentro entre la suspensión superior y el diafragma propiamente dicho, tal como se puede apreciar en la figura 1, en la que se las flechas señalan la diferencia.

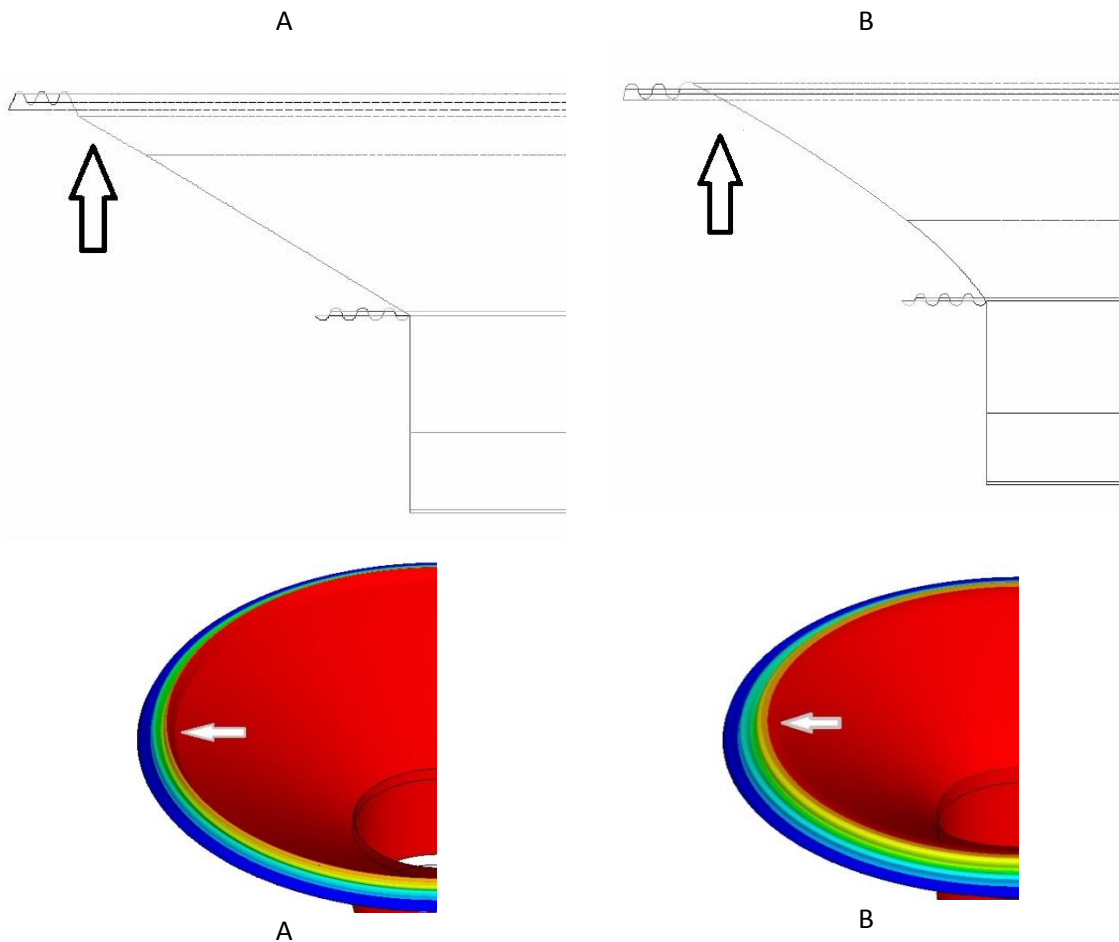


Figura 1. Geometrías consideradas. Las flechas señalan la diferencia localizada en el encuentro entre la suspensión superior y el diafragma

En una primera instancia se han implementado dos modelos tipo Shell. Después se ha abordado la implementación de dos variantes para la geometría B (B1 y B2), que se muestran en la figura 2

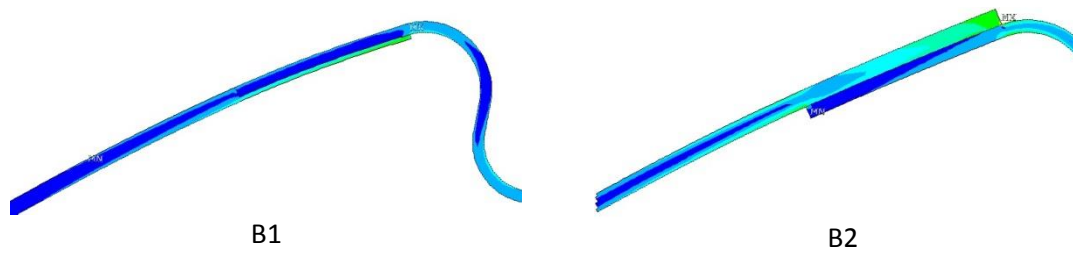


Figura 2. Variantes del modelo B con la unión entre la suspensión superior y el diafragma embebida (B1) o superpuesta (B2)

Las características de los materiales son idénticas para los dos modelos. La única diferencia significativa entre ambos modelos es la que geometría en la zona de encuentro entre la suspensión superior y el diafragma.

#### 4. RESULTADOS

Los resultados se agrupan atendiendo a los dos objetivos del trabajo: los relacionados con el desplazamiento en la dirección vertical,  $u_y$ , relacionado con la potencia radiada y aquellos que nos proporcionan información sobre los límites de rotura del material.

##### 4.1 Desplazamiento

En primer lugar se implementó un modelo utilizando elementos tipo *Shell* [4]. Los resultados son los que se muestran en las tablas 2 y 3

Análisis Lineal (Modelo Shell)		
Variable/Modelo	A	B
Desplazamiento vertical, $u_y$ (mm)	9.84	11.8
Volumen desplazado por el cono ( $m^3$ )	$6,18 \cdot 10^{-4}$	$7,51 \cdot 10^{-4}$
Volumen desplazado por la suspensión ( $m^3$ )	$1,09 \cdot 10^{-4}$	$1,14 \cdot 10^{-4}$

Tabla 2. Resultados de los modelos A y B para un análisis lineal

A la vista de los resultados, la posibilidad de estar en el dominio no lineal geométrico se hace patente ya que las deformaciones de la estructura no son despreciables comparados con las dimensiones de la estructura. Por esta razón, se implementó un modelo no lineal que, como es sabido, consiste en introducir la carga (en este caso una fuerza) a pequeños incrementos, calculando a cada paso la matriz de rigidez con la geometría deformada. Este paso se repite sucesivamente hasta llegar a la carga final deseada (50 N).

Los resultados recogidos en la tabla 3 confirman la no linealidad geométrica de la estructura ya que los resultados son bastante diferentes de los recogidos en la tabla 2 correspondientes a un análisis lineal.

Análisis No Lineal (Modelo Shell)		
Variable/Modelo	A	B
Desplazamiento vertical, $u_y$ (mm)	7.83	11
Volumen desplazado por el cono ( $m^3$ )	$5.08 \cdot 10^{-4}$	$6,81 \cdot 10^{-4}$
Volumen desplazado por la suspensión ( $m^3$ )	$7.42 \cdot 10^{-5}$	$8,24 \cdot 10^{-5}$

Tabla 3. Resultados de los modelos A y B para un análisis no lineal

Con el objeto de verificar estos resultados se implementó un modelo axisimétrico (lineal y no lineal) que proporciona los resultados que se resumen en la tabla 4

Modelo	Espesor Cono* (mm)	Frecuencia (Hz)	u <sub>y</sub> (mm) Análisis lineal	u <sub>y</sub> (mm) Análisis No lineal
A	0,927	41,56	7,6	6.9
B2	0,663	37,04	10,3	8.6
B1	0,703	35,92	10,9	9.2

Tabla 4. Resultados de una análisis lineal y no lineal para el desplazamiento en el eje y de los tres modelos axisimétricos ( \* el espesor se ha ajustado para que la masa total fuese de 30 gramos)

## 4.2 Límite de agotamiento y/o rotura

Los resultados se presentan, resumidos en la tabla 5.

<b>Análisis lineal</b>			
Modelo	SINT (MPa) (Parte superior cono)	SINT (MPa) (Suspensión superior)	SINT (MPa) (Parte inferior cono)
A	3,8	6,7	2,0
B2	6,8	4,9	1,2
B1	12,1	5,5	1,3
<b>Análisis No lineal</b>			
Modelo	SINT (MPa) (Parte superior cono)	SINT (MPa) (Suspensión superior)	SINT (MPa) (Parte inferior cono)
Modelo			
A	14,0**	5,4	1,9
B2	4,2	3,9	1,6
B1	8,3	3,7	1,8

Tabla 5. Resultados del análisis lineal y no lineal para las tres soluciones constructivas estudiadas

## 5. CONCLUSIONES

Tomando como referencia un altavoz de quince pulgadas con un diafragma de pulpa de papel convencional se han implementado diferentes modelos en elementos finitos con el objeto de cuantificar los efectos de modificar el perfil del diafragma haciendo hincapié en las variables relacionadas con maximizar su duración y aumentar la potencia radiada con la misma sección eficaz. Los resultados obtenidos confirman que la metodología aplicada es adecuada y permite disponer de criterios de diseño y/o mejora de perfiles en sistemas radiantes de radiación directa. Se confirma asimismo un fuerte comportamiento no lineal de la estructura

## REFERENCIAS

- [1] L. Beranek, *Acoustics*, Amer. Inst. of Physics, (1986).
- [2] M. Colloms, P. Darlington, *High performance loudspeakers*, John Wiley & Sons, (2007).
- [3] O. C. Zienkiewicz, *El método de los elementos finitos*, Ed. Reverté, (1982)
- [4] *ANSYS theory reference 8.1*, ANSYS Inc, (2003).
- [5] J. Alba, J. Ramis, Efecto de la modificación del perfil en el rendimiento de altavoces dinámicos de radiación directa, Rev. int. métodos numér. cálc. Diseño Ing. 18 (2002) 243 -254