

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UNA DOBLE SUSPENSIÓN EN UN ALTAVOZ DINÁMICO

PACS: 43.38.Ja

Ramis, J.¹; Carbajo, J.¹; Segovia, E.²; Espí, A.³; Martínez, J.³

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.segovia@ua.es

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

ABSTRACT

Loudspeaker Frequency response is dictated largely by the characteristics of the structure of the moving assembly. In this paper an analysis of the structural behavior of a loudspeaker moving assembly with a double suspension by using the finite element method (FEM). The work aims to highlight the importance of identifying ways that are relevant from the point of view of dynamics and quantify the effect of small changes in the variables involved. This is done through the use of the concepts of mass participation factor and generalized

Key-words: finite elements, moving assembly, loudspeakers

RESUMEN

La respuesta en frecuencia de un altavoz viene condicionada, en gran medida, por las características de la estructura de su conjunto móvil. En este trabajo se realiza un análisis del comportamiento estructural conjunto móvil de un altavoz de doble suspensión utilizando el método de los elementos finitos (FEM). El trabajo tiene el objetivo de resaltar la importancia de determinar los modos que son relevantes desde el punto de vista radiante y cuantificar el efecto de pequeños cambios en las variables involucradas. Para ello se recurre al uso de los conceptos de factor de participación y masa generalizada.

Palabras-clave: elementos finitos, conjunto móvil, altavoces

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

La respuesta en frecuencia de un altavoz viene condicionada, en gran medida, por las características de la estructura de su conjunto móvil. En este trabajo se realiza un análisis del comportamiento estructural conjunto móvil de un altavoz de doble suspensión utilizando el método de los elementos finitos (FEM).

Las características generales más usadas para describir el comportamiento global de un sistema radiante son el rendimiento, la respuesta en frecuencia, la impedancia eléctrica de entrada. La definición rigurosa de estos conceptos así como la metodología para determinarlos experimentalmente, se puede encontrar en diferentes manuales especializados [1,2]. Se comentan a continuación algunos aspectos básicos. Un dato importante en el caso de altavoces de radiación directa es el desplazamiento del diafragma en función de la frecuencia.

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.

El análisis de sistemas de radiación directa suele realizarse a partir del circuito equivalente. Para un altavoz montado en pantalla infinita, el circuito equivalente, que en la zona de baja frecuencia, puede aproximarse al de la Figura 1.

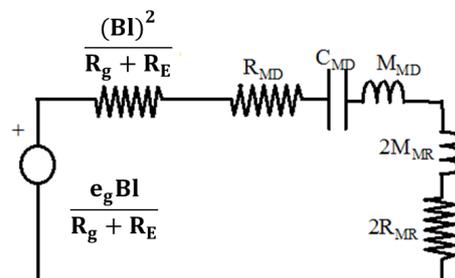


Figura 1. Circuito equivalente de un altavoz dinámico. Aproximación en baja frecuencia

Aunque, con la metodología de análisis a partir del circuito equivalente mediante constantes localizadas, se pueden afrontar la práctica totalidad de problemas que se plantean, tiene sus limitaciones. Por ejemplo, no permite evaluar riesgos de cabeceos del conjunto móvil ya que se no evalúa desplazamientos en ninguna otra dirección que no sea la de radiación, que la de vibración principal.

2. EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)

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:

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

Donde α es una constante que multiplica a la matriz de masa, β es una constante que multiplica a la matriz de rigidez, ξ es amortiguamiento a una determinada frecuencia, β_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 es se puede escribir en función de los desplazamientos de los nodos de los elementos que constituyen las incógnitas del problema.

$$[M]\{\ddot{u}^*\} + [C]\{\dot{u}^*\} + [K]\{u^*\} = \{f^{ext}(t)\} \quad (2)$$

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.

$$[M]\{\ddot{u}^*\} + [K]\{u^*\} = 0 \quad (3)$$

Haciendo el cambio de base:

$$\{u^*\} = [\Phi]\{\xi^*\} \quad (4)$$

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

$$\ddot{\xi}_i + (\alpha + \beta\omega_i^2)\dot{\xi}_i + \omega_i^2\xi_i = \frac{\{\phi_i\}^T \{f^{ext}(t)\}}{M_i} \quad (5)$$

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:

$$FP_i = \{\phi_i\}^T \{f_{Max}^{ext}\} \quad (6)$$

3. EXPERIMENTOS NUMÉRICOS: MODELOS EN FEM

Se ha implementado diferentes modelos numéricos en FEM correspondientes a los conjuntos móviles de un altavoz de radiación directa con doble suspensión. Se ha utilizado un mallado regular (*mapped meshing*) y elementos tipo Shell 181 [4]. Las masas de la/s bobina/s, en el caso del conjunto móvil del altavoz convencional, se han simulado como masa añadida.

Se han considerado las precauciones básicas de la técnica de elementos finitos incorporando más de 10 elementos en cada longitud de onda para la máxima frecuencia a analizar.

El módulo de Young de los materiales se ha ajustado a partir de datos experimentales de frecuencia de resonancia de un prototipo sin diafragma construido al efecto. El factor de pérdidas total se ha ajustado suponiendo un sistema de un grado de libertad.

Se han implementado diferentes modelos para poder estudiar la influencia del número de pliegues de la suspensión, la distancia entre las suspensiones, la posición de las trencillas. Además, se ha estudiado el efecto de considerar una configuración simétrica frente a una asimétrica. La masa total del conjunto móvil es de 24 g incluyendo la masa de radiación. Algunas dimensiones físicas se han reproducido en la Figura 2.

La fuerza, en este modelo mecánico equivalente se ha aplicado en los nodos de la bobina. Para cada uno de los modelos implementados se ha aplicado dos tipos de fuerzas: equilibrada y no equilibrada.

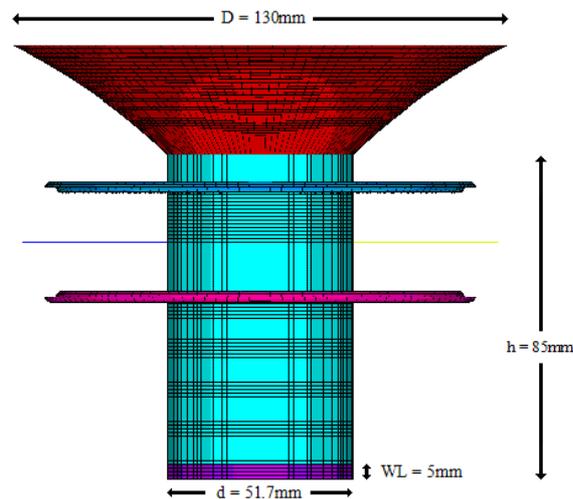


Figura 2. Dimensiones físicas del conjunto móvil

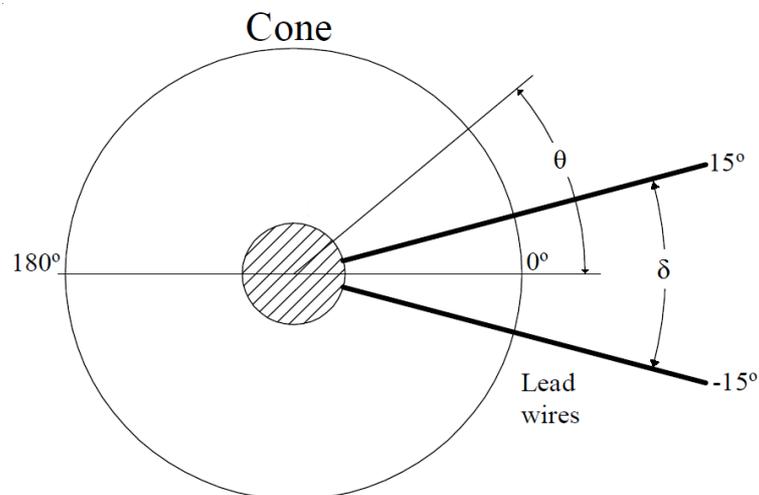


Figura 3. Alternativas para la ubicación de las trencillas

La opción de fuerza equilibrada nos ha permitido ajustar el modelo y evaluar el desplazamiento en el eje y. La fuerza desequilibrada es la que nos permite analizar los riesgos de algunas configuraciones. En una situación ideal la fuerza es idéntica en todos los nodos de la bobina y en la dirección y. En una situación real sabemos que no es así. La fuerza desequilibrada trata de responder a estas posibles irregularidades que tienen diversos orígenes; uno de los cuales es la no uniformidad del campo magnético debida a una geometría imperfecta del entrehierro.

En este trabajo se muestran los resultados correspondientes a la aplicación fuerzas a desequilibrada que tienen la forma que se describe en la Figura 4, donde se puede apreciar una variación sinusoidal a lo largo de la longitud de la circunferencia. La posición del valor máximo de esta fuerza viene representada por la variable angular θ (Figura 3) y sus posibles valores son $\theta=0^\circ$, $\theta=90^\circ$ y $\theta=180^\circ$, cubriendo de esta forma una gran cantidad de posibles situaciones. La fuerza máxima desequilibrada se ha tomado como un 5% de la fuerza magnética en cada caso.

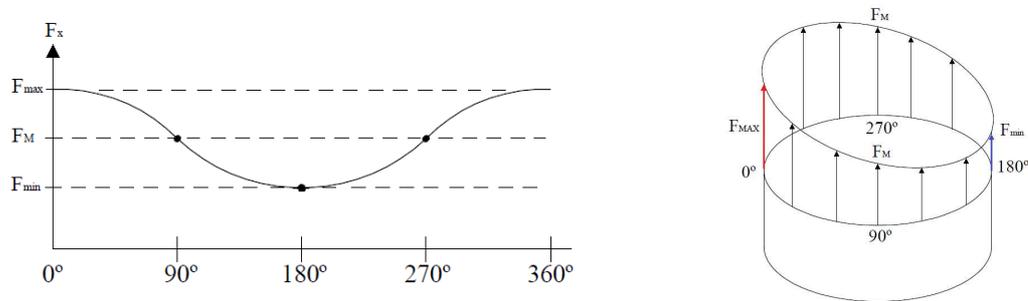


Figura 4. Fuerza desequilibrada

4. RESULTADOS

Se presentan algunos de los resultados más significativos. Después del mallado, el primer paso es la realización de un análisis modal y la obtención de los factores de participación que, evidentemente, dependen de la fuerza considerada.

4.1 Factores de participación

La simple observación de las formas modales proporciona información importante. A modo de ejemplo, en la Figura 5 se muestran dos modos. A la izquierda, el modo principal cuyo movimiento es el sentido del eje y (vertical), y no presenta ninguna otra componente. A la derecha un modo que está caracterizado por un balanceo del conjunto móvil.

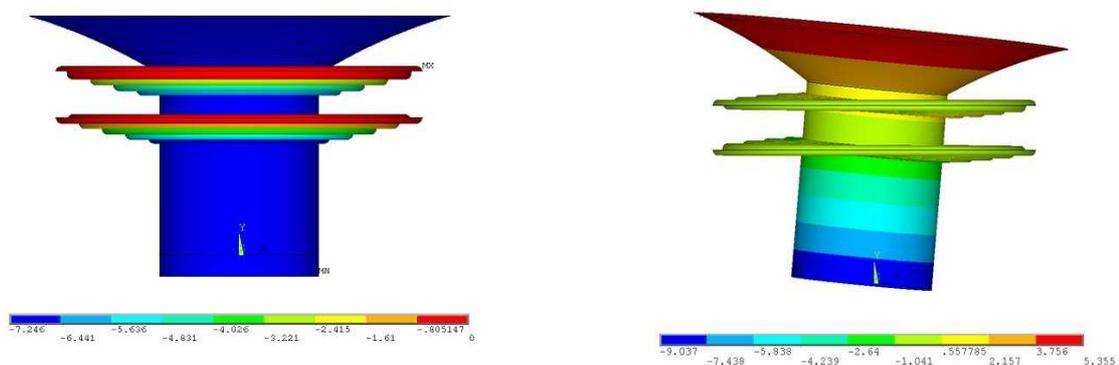


Figura 5. Izquierda: Modo principal para el conjunto móvil. Derecha: Modo con balanceo

Los factores de participación son mayores para los modos significativamente importantes desde el punto de vista dinámico. Cuando la fuerza presenta un desequilibrio (no tiene el mismo valor para todos los puntos del radio), los factores de participación cambian y adquieren más importancia otros modos.

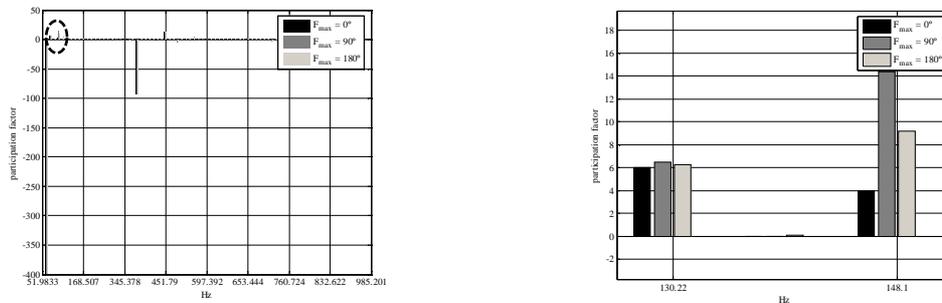


Figura 6. Izquierda: Factor de participación de cada modo en el rango 50-1000 Hz. Derecha: Ampliación de la zona rodeada por el círculo azul. Los valores se han obtenido para una determinada distancia entre suspensiones 30 mm

La información suministrada por los factores de participación se complementa realizando un análisis armónico con el objeto de cuantificar los desplazamientos focalizando la atención en puntos problemáticos. En las siguientes gráficas se presentan los valores del máximo valor de amplitud desplazamiento de los puntos situados en la base del cilindro del conjunto móvil.

4.2 Variación de la distancia entre suspensiones

En la Figura 7 se presenta el desplazamiento en la dirección x para diferentes distancias entre suspensiones. Como se puede apreciar, a mayor distancia entre suspensiones menor desplazamiento en la dirección x.

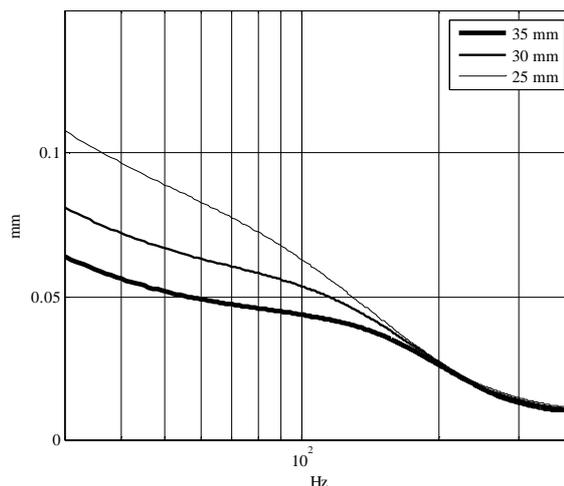


Figura 7. Efecto de la distancia entre suspensiones para $\delta = 180^\circ$ y $\theta = 90^\circ$

Este es un resultado esperado. No obstante, limitaciones de tipo constructivo, pueden hacer que la distancia escogida sea menor.

4.3 Ubicación de las trencillas

En la Figura 8 se comparan los desplazamientos en la dirección x cuando $\delta = 30^\circ$ y cuando $\delta = 180^\circ$. Los desplazamientos máximos son menores para la segunda opción (líneas discontinuas) por lo que podemos afirmar que la segunda opción es mucho más estable que la primera.

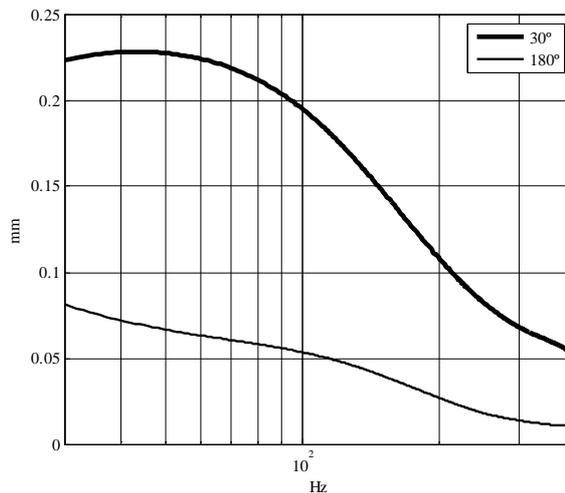


Figura 8. Desplazamiento en la dirección x en función de la frecuencia para dos disposiciones distintas de las trencillas ($\delta = 30^\circ$ y $\delta = 180^\circ$)

4.4 Simetría y asimetría de la doble suspensión

La Figura 9 muestra los resultados de una simulación para el desplazamiento en la dirección x para una disposición simétrica y asimétrica de las suspensiones para $\theta = 90^\circ$. Este resultado se repite para otras fuerzas desequilibradas.

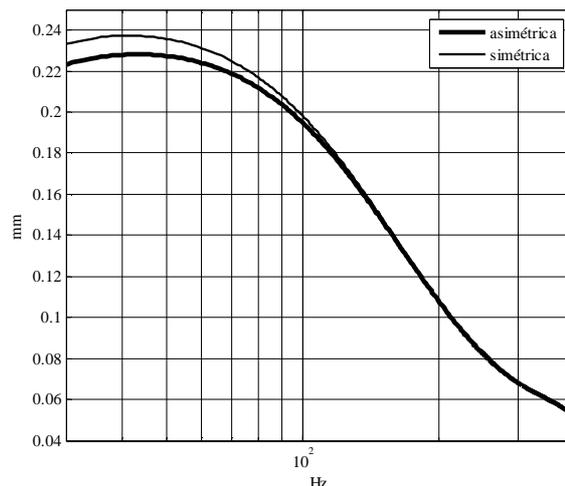


Figura 9. Desplazamiento en la dirección x en función de la frecuencia para una disposición simétrica y otra simétrica de las suspensiones ($\theta = 90^\circ$)

5. CONCLUSIONES

Se ha descrito someramente el proceso seguido para obtener un modelo numérico del conjunto móvil de dos tipos de altavoces, haciendo hincapié en la importancia de los factores de participación como guía en el proceso de diseño y se ha analizado la influencia de la distancia entre suspensiones, el número de pliegues y la ubicación de la trencillas en el comportamiento dinámico de esta 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).