Asociación Española de Ingeniería Mecánica

XIX CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

Análisis sonoro y vibracional de una estructura empleada para soporte de micrófonos en ensayos de ruido de rodadura de neumáticos

J.G. López López(1), **N. Campillo Davó**(1), **R. Peral Orts**(1) **E. Velasco Sánchez**(1)

(1) Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández de Elche
jose.lopez24@graduado.umh.es; ncampillo@umh.es

La principal fuente generadora de ruido de un vehículo cuando circula a alta velocidad, procede de la interacción neumático/pavimento. A este tipo de ruido, también denominado de rodadura, y que depende de la velocidad del vehículo, contribuyen directamente tanto la superficie de la vía como el neumático.

El objetivo principal de este estudio es analizar el comportamiento estructural y la influencia sobre la propagación sonora de una estructura de barras empleada como soporte de micrófonos en ensayos en los que se evalúa el ruido generado por la rodadura de un neumático en campo cercano: ensayo Close-Proximity (CPX) y ensayo Close-Proximity Alternativo (CPXA). La estructura, formada a su vez por dos subestructuras, se embarca alrededor de la rueda trasera derecha del vehículo de ensayo, definiendo la posición exacta de los micrófonos.

Para situar los micrófonos, se ha construido una estructura, por lo que como parte del proceso de diseño se analizó mediante modelos de elementos finitos, su comportamiento vibracional con el fin de minimizar las vibraciones que se originen durante la circulación del vehículo. Con los modelos definidos, se procedió a la construcción de la estructura. Durante los ensayos se registró el nivel de presión sonora medido en cada posición de micrófono, así como las vibraciones en la subestructura CPXA con el fin de comparar resultados con los datos obtenidos en el análisis de vibraciones.

El análisis de la posible interferencia que pueden generar las barras sobre la propagación de las ondas sonoras se ha realizado por dos vías de estudio. En la primera se han empleado softwares de simulación acústica con los que se han reproducido las condiciones que habría durante los ensayos, con el fin de predecir el comportamiento de los datos registrados por los micrófonos en los ensayos. En la segunda línea se ha trabajado con un modelo de elementos finitos en el que se ha analizado el ruido inducido por el flujo de aire en el entorno cercano al conjunto del vehículo, neumático y estructura.

Las metodologías empleadas para el cálculo, los resultados y las conclusiones derivadas de este trabajo son recogidos en el presente artículo.

1. INTRODUCCIÓN

Es conocido que la contribución más importante a la contaminación acústica en zonas urbanas e incluso zonas rurales se debe al tráfico rodado. La principal fuente generadora de ruido de un vehículo cuando circula a alta velocidad procede de la interacción neumático/pavimento, por ello desde los años 70 se vienen desarrollando estudios para reducir el ruido de rodadura, mejorando los materiales del pavimento y los neumáticos.

Existen varios métodos normalizados para determinar el ruido debido a la rodadura, en los que habitualmente se registra el nivel de presión sonora que emite el neumático a ensayo. Sin embargo, es poco frecuente encontrar estudios sobre el nivel de potencia sonora que emite un neumático. Por este motivo, el grupo de investigación del Laboratorio de Ingeniería Acústica y Vibraciones de la UMH, ha desarrollado un método de medida con el que evaluar la potencia sonora de un neumático en rodadura, basado en la norma UNE EN-ISO 3744 [1], así como en el método de medida de ruido de rodadura Close-Proximity (CPX) [2]. Para llevar a cabo los registros de datos según esta nueva metodología, es necesario colocar una

serie de micrófonos alrededor del neumático de ensayo, según se muestra en la Fig. 1. Para ello, se ha diseñado un entramado de barras como soporte de los micrófonos, Fig. 2.

El objetivo del presente trabajo es analizar el comportamiento estructural y la influencia sobre la propagación sonora de las estructuras empleadas como soporte de los micrófonos. En primer lugar, se ha diseñado y construido un sistema de barras como soporte para los micrófonos empleados en los ensayos. Como parte del proceso de diseño, se ha analizado su comportamiento vibracional con el fin de minimizarlo, controlando las vibraciones reales mediante la instalación de acelerómetros. Como segunda parte del estudio, se ha analizado la posible influencia de la barra de soporte de los micrófonos del ensayo CPX sobre las medidas de los micrófonos del ensayo 3744, además de la perturbación en el campo sonoro de las turbulencias del aire alrededor del sistema de barras.

2. ESTRUCTURA DE SOPORTE DE MICRÓFONOS

Para definir la colocación de los micrófonos, se ha usado el método Close-Proximity (CPX), utilizado para medir presión sonora en campo cercano, y se ha diseñado un nuevo método, denominado Close-Proximity Alternativo (CPXA). Este último está basado en la norma UNE EN-ISO 3744, que determina la potencia sonora de una fuente a partir de medidas de presión sonora. Para ello, se han construido dos estructuras en las que colocar los micrófonos a la distancia especificada en cada una de las normas, montadas sobre la rueda trasera derecha del vehículo, por ser ésta la más alejada del motor y el tubo de escape, para minimizar la contribución de éstas otras fuentes sonoras, Fig. 2.

2.1 Requerimientos de diseño

El método CPX, realiza la medida situando los micrófonos en campo cercano a la fuente. Esta norma establece la colocación de cinco micrófonos, dos de ellos obligatorios, y otros tres opcionales. Los obligatorios se han situado a 100 mm respecto del suelo y 200 mm respecto del flanco del neumático, montando el delantero a 45º y el trasero 135º respecto de la dirección de rodadura. Además se ha instalado un micrófono opcional situado a 100 mm del suelo, 200 mm del flanco del neumático, y con un ángulo de 90º respecto de la dirección de rodadura.

La norma UNE EN-ISO 3744, especifica un método para medir los niveles de presión acústica en una superficie de medición semiesférica que envuelve a la fuente de ruido, en condiciones próximas a la de campo libre, cerca de uno o varios planos reflectantes. En este caso, se ha supuesto que el lateral del vehículo es un plano reflectante, por lo que se ha seleccionado un paralelepípedo de referencia con dos planos reflectantes, el suelo y el lateral del vehículo. Con las medidas del neumático, se ha calculado la dimensión característica de la fuente, y a partir de ella, el radio de la semiesfera, que debe ser mayor o igual al doble de la dimensión característica de la fuente, y no menor de 1 m. Como resultado, los micrófonos quedan dispuestos según se muestra en la Fig. 1.

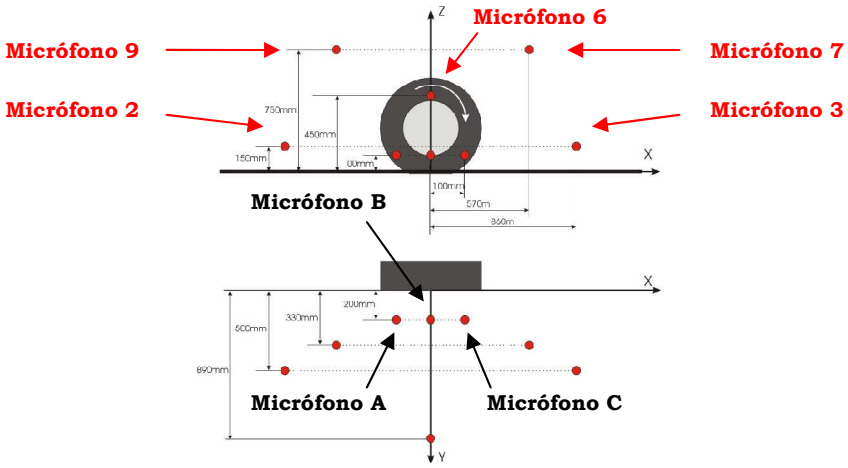

Figura 1. Posiciones de los micrófonos durante los ensayos

2.2 Diseño y construcción del soporte

Para poder situar los micrófonos, se han diseñado y construido dos sistemas de barras que sirven como soporte. Debido a la geometría del coche y las distancias a las que debían colocarse los micrófonos, el diseño de estas estructuras ha dado como resultado la disposición de barras que se observa en la Fig. 2.

Previamente a la construcción de las estructuras, éstas se han modelizado mediante el software Autodesk Inventor 2011, creando varios archivos que podrán ser exportados a otros softwares en los que se realizarán los cálculos correspondientes. En estos archivos, se han modelizado los entramados de barras CPX y CPXA, el vehículo, los neumáticos, el asfalto y un volumen de control que envuelve todo el conjunto para poder definir un espacio cerrado en el que realizar los cálculos, pero lo suficientemente grande para simular condiciones de campo libre. Las dos estructuras se han construido mediante barras de acero de 25 mm de lado y 1 mm de espesor, uniéndolas mediante soldadura. Estas han sido fijadas al vehículo mediante tornillos y ventosas de succión.

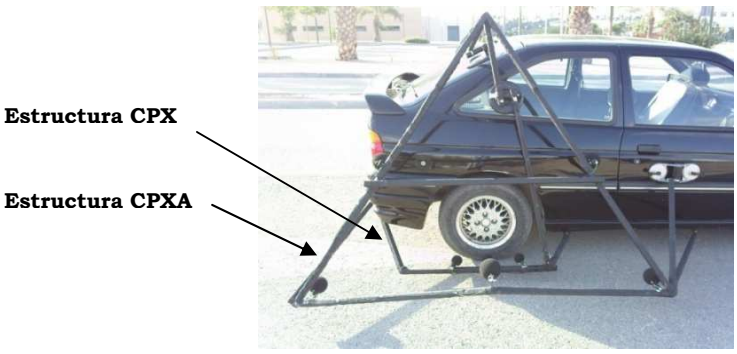

Figura 2. Estructuras instaladas sobre el vehículo

3. ANÁLISIS VIBRACIONAL DE LA ESTRUCTURA

Dado que es posible que durante los ensayos se generen vibraciones en las barras que alteren las medidas de los micrófonos, uno de los objetivos consiste en estudiar las posibles vibraciones. Se ha tomado como caso de estudio cuando el vehículo circula a 80 km/h, en la estructura de apoyo CPXA, ya que esta normativa sitúa los micrófonos en un posición más alejada de la fuente, por lo que es más susceptible de generar vibraciones.

Para ello se ha empleado Ansys Workbench 12, importando la geometría realizada en Inventor y ejecutando las operaciones necesarias para simular correctamente las condiciones a las que estará sometida la estructura durante los ensayos. En este software, se han realizando tres análisis: estático estructural, modal y de respuesta armónica.

3.1 Análisis Estático Estructural

Mediante este análisis se han obtenido: el coeficiente de seguridad para comprobar si la estructura soporta las condiciones de carga durante los ensayos, la deformación total para conocer el desplazamiento que sufrirán las barras durante ensayos y la Tensión de Von Mises para determinar las tensiones internas en las barras, Fig. 3. Se han definido las condiciones de cálculo según se darán durante los ensayos. Entre otras especificaciones de cálculo, se ha creado una fuerza correspondiente a la que ejercería el viento a la velocidad de 80 km/h en el eje paralelo al lateral del vehículo, aplicado sobre las caras de las barras sobre las que incidía directamente el viento, obteniendo:

Análisis Estático Estructural		
Factor de seguridad	Deformación total	Tensión de Von Mises
4,97	0,93 mm	$5{,}05 \times 10^7$ Pa

Tabla 1. Resultados del análisis estático estructural

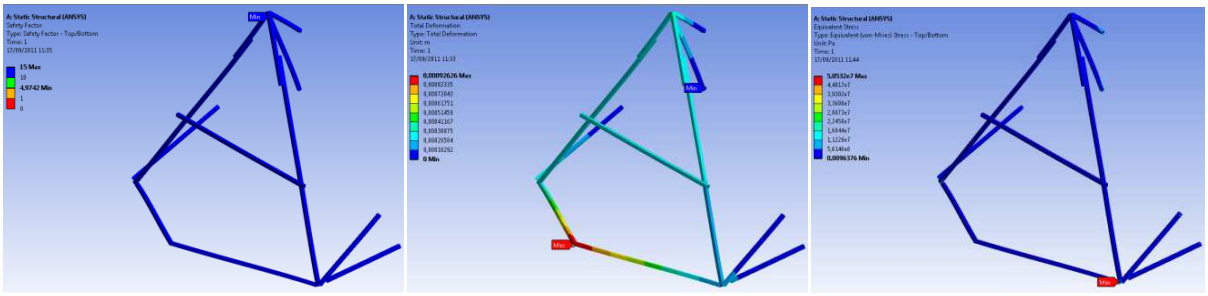

Figura 3. Factor de Seguridad, Deformación Total y Tensión de Von Mises

3.2 Análisis Modal

Se han calculado las frecuencias naturales de la estructura, con el fin de evitar posibles resonancias durante los ensayos, obteniendo los seis primeros modos de vibración:

Primer modo	**Segundo modo**	**Tercer modo**
19,3 Hz	25,2 Hz	32,2 Hz
Cuarto modo	**Quinto modo**	**Sexto modo**
34,5 Hz	43,4 Hz	47,3 Hz

Tabla 2. Resultados de los seis primeros modos de vibración

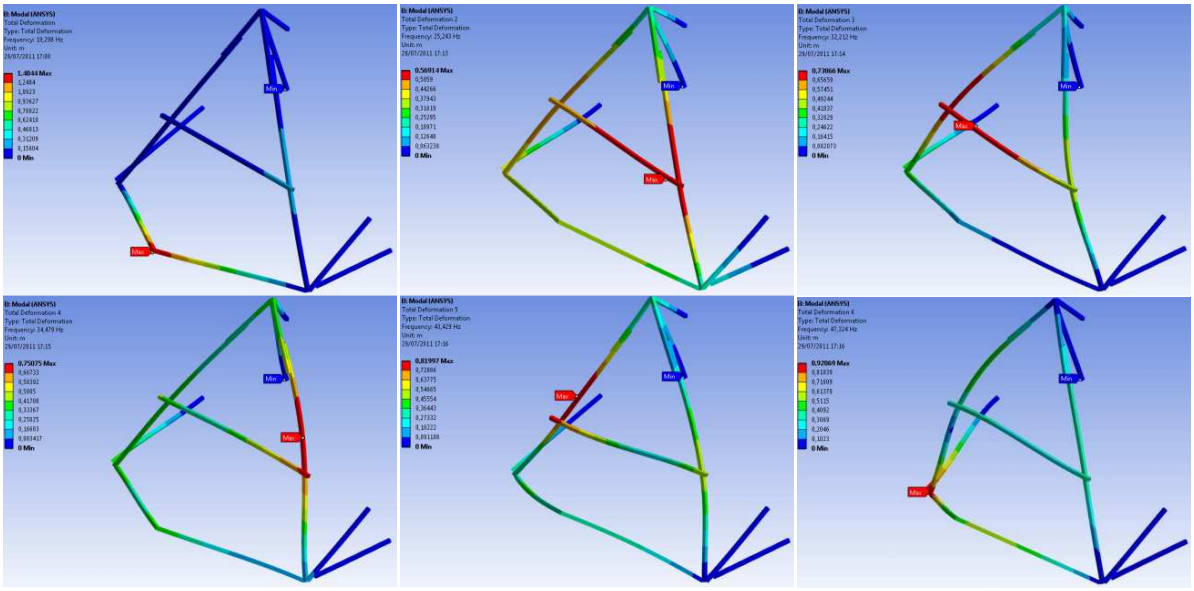

Figura 4. Modos de vibración

3.3 Análisis de Respuesta Armónica

Este análisis se ha llevado a cabo para comparar los resultados obtenidos mediante las simulaciones con los datos recogidos por dos acelerómetros que se situaron en la estructura para obtener las vibraciones reales producidas en los ensayos. Estos acelerómetros se han situado en el lugar donde se encuentran los micrófonos 2 y 3, en la estructura CPXA, Fig. 5.

Figura 5. Acelerómetros A1 y A2

Se han generado dos apoyos fijos en las barras atornilladas directamente al vehículo, mientras que en las barras que se fijaron al vehículo mediante ventosas se han creado apoyos de muelles, al componerse de un material deformable, dándoles un valor de amortiguamiento de 5 Ns/m y una rigidez de 30000 N/m, según referencia [3]. Para realizar el cálculo, se ha supuesto que la estructura soporta una carga simbólica de 1 N en todos los apoyos del eje Y positivo, Fig. 5, además de la fuerza de la gravedad. Los resultados obtenidos muestran picos máximos de vibración alrededor de los 10 Hz y 30 Hz en el eje vertical, Fig. 6.

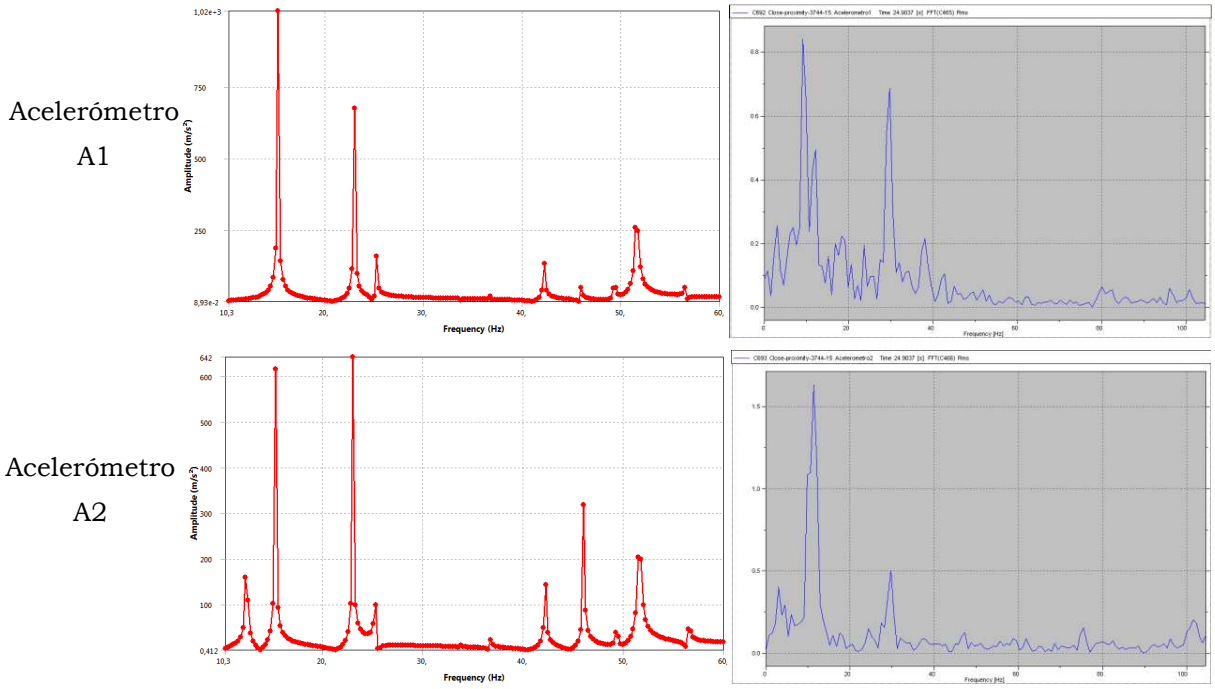

Figura 6. Gráfica de resultados de la simulación y datos reales de los acelerómetros en el eje vertical

4. ANÁLISIS SONORO

Cuando se genera un sonido, éste se propaga desde la fuente de sonido hasta el receptor que lo detecta. Si en el camino se encuentra con algún obstáculo, se ve afectado de forma que no llega con la misma intensidad al receptor. Por ello, se ha realizado un análisis de la propagación sonora en el entorno del neumático con las dos estructuras, para comprobar si la estructura CPX produce alguna perturbación en las medidas que recogerán los micrófonos de la estructura CPXA. Estas simulaciones se han efectuado antes de realizar los ensayos, para intentar predecir el comportamiento de los parámetros y los datos obtenidos por los micrófonos una vez completados los ensayos.

4.1 Propagación sonora en el entorno del neumático

Para realizar este estudio, se han empleado dos softwares de simulación acústica.

Con Autodesk Ecotect Analisys 2011, se ha realizado un análisis de trazado de rayos, para predecir la propagación sonora emitida desde la fuente a los receptores y comprobar si existe algún tipo de interferencia. Se ha creado un modelo del vehículo y estructuras, en el centro de un volumen de control sobre el que realizar las medidas, lo suficientemente grande como para reproducir las condiciones de campo libre. Como fuente de sonido, se han colocado en la rueda tres emisores sonoros, uno perpendicular al lateral del coche, y otros dos paralelos, uno hacia delante y otro hacia atrás, para simular la emisión sonora que produce el neumático, Fig. 7. Se han editado las propiedades acústicas del suelo introduciendo los datos del coeficiente de absorción de un asfalto estándar tipo S-12 [4], y de las barras y el vehículo con un coeficiente igual a cero simulando total reflexión sonora.

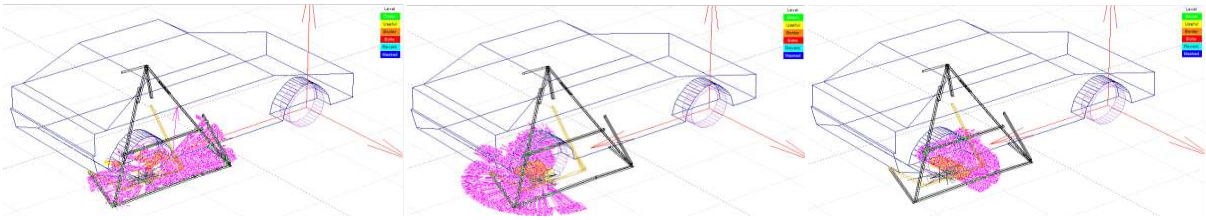

Figura 7. Simulación de trazado de rayos. Fuente central, trasera y delantera

Con Ease 4.3, se ha realizado una simulación para comprobar la influencia de la estructura de apoyo de los micrófonos del ensayo CPX, sobre los micrófonos del ensayo CPXA, midiendo presión sonora con y sin la estructura CPX, y comparando los resultados. Se han modelizado las estructuras de apoyo, así como el coche y el suelo, colocando el conjunto en el centro de un volumen de control con un valor de absorción acústica igual a uno, para que sea totalmente absorbente y simule las condiciones de campo libre. Para realizar los cálculos, el software requiere introducir los valores de presión sonora de la fuente a un metro de distancia en el rango de frecuencias entre 100 y 10000 Hz. Para ello, se han utilizado los valores de un estudio anterior, en el que se obtuvo la potencia sonora de los cuatro neumáticos del vehículo circulando a 80 km/h. A partir de estos datos, se ha calculado la media logarítmica de los datos de los ensayos para cada frecuencia mediante:

$$L_{w\ 4\ neumáticos} = 10 \cdot \log\left(\frac{1}{\mathrm{N}}\sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{N}} 10^{\mathrm{L_{w\,i}}/10}\right) \quad \text{(dB)} \tag{1}$$

Los valores obtenidos corresponden a la potencia sonora de los cuatro neumáticos, por lo que se ha calculado para cada uno, siendo **n** el número de neumáticos, usando:

$$L_{w\ neumático} = 10 \cdot log\left(\frac{10^{Lw\ 4\ \text{neumáticos}/10}}{\boldsymbol{n}}\right) \quad \text{(dB)} \tag{2}$$

Puesto que se han simulado tres fuentes de sonido en el neumático, una perpendicular, y dos paralelas al lateral del vehículo, se ha calculado la potencia sonora para cada una de ellas, siendo **e** el número de emisores, empleando la expresión:

$$L_{w\ emisor} = 10 \cdot log\left(\frac{10^{Lw\ neumático/10}}{\boldsymbol{e}}\right) \quad \text{(dB)} \tag{3}$$

Por último, se han calculado los valores de presión sonora a un metro de la fuente, siendo d=1m y la constante 5 por tratarse de una fuente con directividad de cuarto de esfera, mediante la siguiente fórmula:

$$L_{p\ 1m} = L_{w\ emisor} - 20\log(\mathrm{d}) - 5 \quad \text{(dB)} \tag{4}$$

5. RUIDO INDUCIDO POR EL FLUJO DEL AIRE EN EL ENTORNO VEHÍCULO-ESTRUCTURA

En ensayos de ruido de rodadura en campo cercano, se requiere que los micrófonos estén cerca de la fuente sonora, por lo que se construyen estructuras que deben ir unidas al vehículo sobre el que se va a hacer el ensayo. Ya que la estructura de soporte empleada en el ensayo CPXA está compuesta por un entramado de barras que se encuentran a casi 1 metro de distancia de la fuente, puede que se genere ruido inducido por el flujo de aire alrededor de ella. Para comprobarlo, se ha utilizado el software Ansys Fluent 12.

Para realizar los cálculos, se ha importado el archivo creado en Inventor 2011, con el modelo de las estructuras CPX, CPXA, el vehículo y el asfalto, en un volumen de control de

20x20x10 m, realizando un mallado lo más pequeño posible a todos los elementos. Además, se han editado las distintas opciones para crear las condiciones lo más parecidas a las de los ensayos a 80 km/h. Para el cálculo, se han realizado 1000 iteraciones, hasta que los datos calculados por el programa han quedado estabilizados.

Realizados los cálculos, se obtiene un valor máximo de 80 dB en el frontal del vehículo, mientras que en las estructuras, los valores oscilan entre 60 y 80 dB. Puesto que se desea conocer la potencia sonora que emite toda la estructura, por lo que se ha cogido un valor medio de 70 dB. Con este valor, se obtiene el valor de intensidad sonora, mediante:

$$L_I = 10 \times \log \frac{I}{I_0} \quad \text{(dB)} \tag{5}$$

Para hallar la potencia sonora que emite la estructura, es necesario saber la superficie que ocupa, que es de 1,96 m^2. Con estos valores, se halla el valor de potencia:

$$W = I \times A \quad \text{(W)} \tag{6}$$

Con este dato, se calcula el nivel de potencia global que generan todas las superficies de la estructura:

$$L_w = 10 \, X \log \frac{W}{W_0} \quad \text{(dB)} \tag{7}$$

Obteniendo un valor de L_w = 72,92 dB.

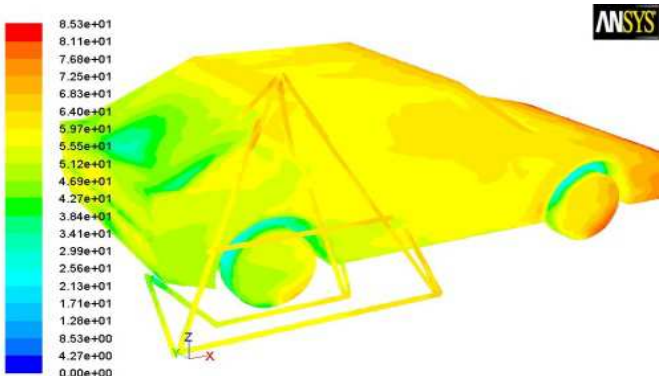

Figura 8. Ruido producido por el paso del viento

6. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En el presente trabajo, se ha analizado el comportamiento de una estructura de barras empleada como soporte de micrófonos en ensayos de ruido de rodadura. Como parte del proceso de diseño se analizó mediante modelos de elementos finitos su comportamiento vibracional, con el fin de minimizar las vibraciones durante la circulación del vehículo. Además, se ha realizado un estudio de la posible interferencia que puedan generar las barras sobre la propagación de las ondas sonoras, y un análisis del ruido inducido por el flujo de aire en el entorno cercano al conjunto del vehículo, neumático y estructura.

En la primera parte, se definen los objetivos y los requerimientos de diseño de las estructuras a emplear durante los ensayos CPX y CPXA, realizando las operaciones necesarias para la colocación de los micrófonos a la distancia especificada, y definiendo los anclajes usados para mantener las estructuras unidas al vehículo lo más fijamente posible.

En el programa Autodesk Inventor 2011, se han creado archivos con modelos de todos los elementos que han intervenido en los ensayos, dotándolos de las medidas correspondientes para simular las condiciones a las que se encontraron durante los ensayos, y que pudieran ser usados en los diferentes softwares para realizar cálculos.

En el programa Ansys Workbench 12, se han realizado varios análisis para determinar el comportamiento de las estructuras durante los ensayos. El primero de ellos ha sido un análisis estático estructural, que según los resultados obtenidos, se concluye que la estructura es lo suficientemente robusta como para soportar las condiciones de carga que se presentarán en los ensayos. El segundo, un análisis modal, en el que se han calculado los seis primeros modos de vibración. Estos valores se han comparado con los obtenidos durante los ensayos por los acelerómetros, y puesto que los valores no coinciden, la estructura estaría lejos de verse afectada por resonancia. El tercero, un análisis de respuesta harmónica, mediante el cual se han determinado las vibraciones que se producirán en dos puntos determinados en la estructura. En estos puntos se han colocado acelerómetros, obteniendo valores pico de aceleración tanto en la simulación como en los datos registrados, muy próximos a 10 Hz y 30 Hz.

En los dos programas utilizados para el cálculo de propagación sonora, Autodesk Ecotect 2011 y Ease 4.3, se ha comprobado que la estructura CPX no influye en la medida de los micrófonos de la estructura CPXA. Los resultados demuestran que no se produce perturbación en el trazado de rayos. Además, se ha realizado un primer cálculo con las dos estructuras, obteniendo valores muy semejantes a los obtenidos en los ensayos reales, por lo que se toman como válidos, y en el segundo cálculo en el que se elimina la estructura CPX, se obtienen idénticos valores en los micrófonos de la estructura CPXA, por lo que se desprende que no influye en la medida de éstos.

Por último, se ha realizado una simulación en Ansys Fluent para determinar el ruido generado por el paso del aire a través del vehículo y las estructuras, y la influencia que podría tener en las medidas de los micrófonos. Los valores de presión acústica en las estructuras se encuentran entre 60 y 80 dB, obteniendo un nivel de potencia de 72,92 dB. Según se recoge en la bibliografía [5] el ruido generado por efecto del viento sobre un micrófono se concentra a bajas frecuencias. Por tanto, comparando este dato con los recogidos durante los ensayos, se observa que este es menor que el obtenido por los micrófonos y además se encuentra a bajas frecuencias, por lo que apenas influye en los datos obtenidos por los receptores en el rango de frecuencias en el que predomina el ruido de rodadura.

Una vez analizados todos los datos obtenidos, no existen evidencias de alteraciones significativas que produzcan algún tipo de interferencia en las medidas que han recogido los micrófonos durante la realización de los ensayos, por lo que se toman como válidos.

7. REFERENCIAS

[1] Norma UNE EN-ISO 3744: 2010 Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica y de los niveles de energía acústica de fuentes de ruido utilizando presión acústica. Métodos de ingeniería para un campo esencialmente libre sobre un plano reflectante.

[2] Norma ISO/CD 11819-2 Acoustics – Method for measuring the influence of road surfaces on traffic noise- Part 2: The close-proximity method.

[3] Roger Svahn, “Actuator servos for deformable mirrors”, IEA Lund University, Department of Automatic Control, (2005).

[4] Miguel Ángel Morcillo, José Andrés González, María José Hernández, Antonio Hidalgo, “Influencia de la porosidad de los asfaltos en la generación del ruido de rodadura”. Congreso Acústica. Coimbra, Portugal, (2008).

[5] U. Sandberg, J.A. Ejsmont, “Tyre/road noise reference book”, Infermex, Kisa, Sweeden, (2002).