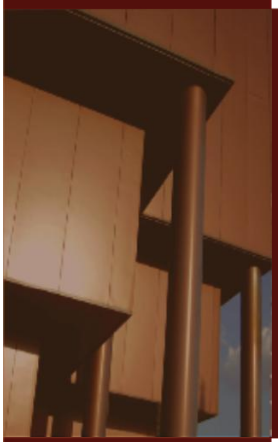
Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Civil

Verificación experimental de un modelo numérico para reproducir problemas acústicos y aplicaciones prácticas

Autora: Alejandra Ares Moreno

Tutor: Pedro Galvín Barrera



Dep. Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería Civil

Verificación experimental de un modelo numérico para reproducir problemas acústicos y aplicaciones prácticas

Autora:
Alejandra Ares Moreno

Tutor:
Pedro Galvín Barrera
Profesor titular

Dep. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2016

Trabajo Fin de Grado: Verificación experimental de un modelo numérico para reproducir problemas acústicos y aplicaciones prácticas

Autora: Alejandra Ares Moreno

Tutor: Pedro Galvín Barrera

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2013

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis amigos

A mis profesores

AGRADECIMIENTOS

No puedo terminar el grado con la entrega de este Trabajo Fin de Grado sin agradecer a todos los que han contribuido de una forma a otra a que lo haya hecho.

Parece mentira que ya hayan pasado cuatro años desde el primer día que entré en la ETSI. Nerviosa por no saber lo que me iba a encontrar. Y tanto que no lo sabía. Pasar del colegio, estudiando un poco por encima y sacar notaza, a la ETSI, haciendo lo mismo para el primer parcialito y sacar un 4. Primer y último suspenso (o casi), porque me puse las pilas. Y por supuesto, también gracias al apoyo de mi familia. A mis padres por darme tantos ánimos, confiar en mí y desearme "mucha mucha suerte" tantas mañanas antes del examen, y al resto de la familia por tantos rezos que sé que me han dedicado.

También a mis compañeros de clase, los mejores que se puede tener, siempre ofreciéndose a ayudar y que incluso "les da coraje" cuando les digo que mil gracias por hacerlo. Y a mis amigos no ingenieros, porque aunque no me entiendan cuando hablo de alguna asignatura o del propio Trabajo Fin de Grado me apoyan en todo y confían siempre en que puedo sacarlo todo.

Por último a todos mis profesores por todo lo que me han enseñado, y a quienes siempre recordaré. Y en particular a Pedro Galvín, mi tutor de este Trabajo Fin de Grado, que desde el primer día que me impartió clase supe que tenía que serlo. Gracias por hacerme ver todo tan claro, en clase y durante la realización de este trabajo. Y también por estar ahí siempre que lo necesitase (y contestar a los correos más rápido que ninguna otra persona que conozco).

En general, gracias a todos los que confiasteis en mí desde el principio. Sé que estáis orgullosos. Yo lo estoy por haber estudiado en la ETSI y llevarme tantas cosas y a tantas personas conmigo.

Alejandra Ares Moreno

Sevilla, 2016

RESUMEN

A partir de este Trabajo Fin de Grado se establece la relación que existe entre el ruido y la ingeniería civil. Para ello, se han realizado dos ensayos distintos con un mismo sistema experimental, para dos objetivos diferentes, sirviendo para dos aplicaciones prácticas de este ámbito.

En primer lugar se ha utilizado el sistema para obtener las propiedades dinámicas de una estructura. En concreto, se han obtenido las frecuencias naturales de forma experimental a partir del ruido emitido, para después compararlas con las obtenidas analíticamente.

Por otro lado, se ha empleado el sistema para medir el ruido provocado por el tráfico rodado en una carretera. Los datos recogidos se han empleado para obtener el índice de ruido emitido y verificar si cumple con la normativa vigente (Ley del Ruido).

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS 9

RESUMEN 11

ÍNDICE 13

ÍNDICE DE TABLAS 15

ÍNDICE DE FIGURAS 17

1 INTRODUCCIÓN 19

2 PUESTA A PUNTO DE UN SISTEMA EXPERIMENTAL PARA MEDIR RUIDO Y VIBRACIONES 23

3 ENSAYO CONSISTENTE EN MEDIR EL RUIDO Y LAS VIBRACIONES ORIGINADAS POR UNA EXCITACIÓN SOBRE UN CARRIL UIC 60 27

4 MEDIDA DE RUIDO CAUSADA POR TRÁFICO RODADO 45

CONCLUSIONES 55

BIBLIOGRAFÍA 57

ANEXO 59

- bfrec.m
- iLaeq.m
- imp.m
- modalcarril.m
- pondA.m
- pondC.m
- tonal.m
- trafico.m

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Propiedades de los acelerómetros empleados 29

Tabla 3.2. Frecuencias naturales obtenidas a partir de las aceleraciones 32

Tabla 3.3. Frecuencias naturales obtenidas de forma experimental 35

Tabla 3.4. Coeficiente C_n según la frecuencia a calcular 36

Tabla 3.5. Frecuencias naturales obtenidas de forma analítica para una viga biapoyada 37

Tabla 3.6. Frecuencias naturales obtenidas mediante un modelo numérico basado en el MEF 38

Tabla 3.7. Diferencia entre las frecuencias naturales obtenidas 42

Tabla 4.1. Valores límite de inmisión de ruido aplicables a nuevas infraestructuras viarias, ferroviarias y aeroportuarias. Tabla A.1 Anexo III RD 1367/2007 45

Tabla 4.2. Obtención de K_t 51

Tabla 4.3. Obtención de K_f 43

Tabla 4.4. Obtención de K_i 54

ÍNDICE DE FIGURAS

Figuras 1.1 y 1.2. El puente de Tacoma en el momento de entrar en resonancia 19
Figuras 1.3 y 1.4. Pasarela sobre la A-7 de Málaga frente al estadio Martín Carpena 20
Figura 2.1. Uno de los acelerómetros empleados para el primer ensayo 23
Figuras 2.2 y 2.3. Micrófono empleado para ambos ensayos 24
Figura 2.4. Martillo empleado para realizar el primer ensayo 24
Figura 2.5. Canales a los que conectar cada dispositivo 25
Figura 2.6. Aspecto del programa Pulse 25
Figura 3.1. Carril UIC 60 al que se le ha realizado el ensayo 27
Figura 3.2. Esquema de montaje 27
Figura 3.3. Primer modo de vibración de una viga biapoyada 28
Figura 3.4. Segundo modo de vibración de una viga biapoyada 28
Figura *3.5*. Tercer modo de vibración de una viga biapoyada 29
Figura 3.6. Cuarto modo de vibración de una viga biapoyada 29
Figura 3.7. Disposición de todos los elementos para realizar el ensayo 30
Figura 3.8. Función de Respuesta en Frecuencia del carril 31
Figura 3.9. Función de Respuesta en Frecuencia del ruido 32
Figura 3.10. Función de Respuesta en Frecuencia del ruido con el ruido de fondo 33
Figura 3.11. Frecuencias naturales del carril hasta 150 Hz 34
Figura 3.12. Frecuencias naturales de 150 a 500 Hz 34
Figura 3.13. Modos de vibración del carril obtenidos de forma experimental 35
Figura 3.14. Esquema del modelo introducido en *Ansys* 38
Figura 3.15. Primer modo de vibración del carril obtenido en *Ansys* 38
Figura 3.16. Segundo modo de vibración del carril obtenido en *Ansys* 38
Figura 3.17. Tercer modo de vibración del carril obtenido en *Ansys* 39
Figura 3.18. Cuarto modo de vibración del carril obtenido en *Ansys* 39
Figura 3.19. Comparación de los modos de una viga biapoyada y los experimentales 40
Figura 3.20. Comparación del primer modo de vibración experimentalmente y numéricamente 40
Figura 3.21. Comparación del segundo modo de vibración experimentalmente y numéricamente 41
Figura 3.22. Comparación del tercer modo de vibración experimentalmente y numéricamente 41
Figura 3.23. Comparación del cuarto modo de vibración experimentalmente y numéricamente 42
Figura 3.24. Diferencia entre las frecuencias naturales obtenidas 43
Figura 4.1. Ubicación del punto de la toma de datos del ruido causado por el tráfico rodado 46

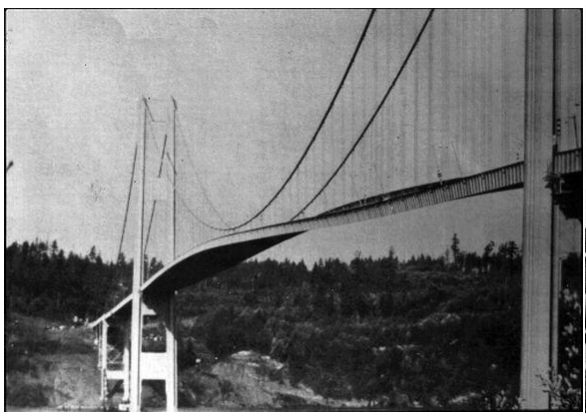
Figura 4.2. Datos tomados de presión sonora producidos por el tráfico rodado 46
Figura 4.3. Diferencia entre un espectro sin ponderar y un espectro ponderado A 49
Figura 4.4. Ejemplo de una posible componente tonal emergente 50
Figura 4.5. Espectro del ruido del tráfico rodado en 1/3 de octava 51
Figura 4.6. Diferencia entre un espectro sin ponderar y un espectro ponderado C 52

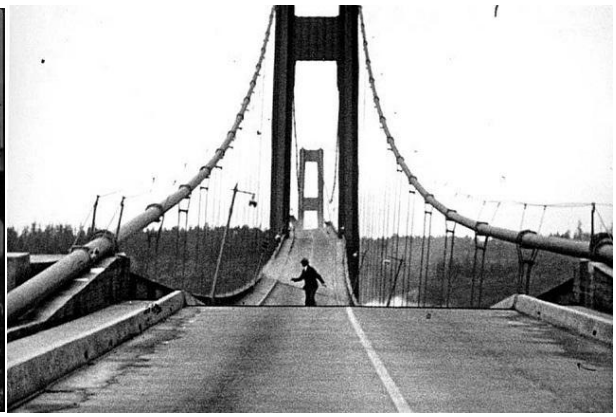
1 INTRODUCCIÓN

Con el fin de conocer el comportamiento de una estructura ante las excitaciones externas, es importante obtener no solo sus propiedades estáticas, sino también las dinámicas [1]. Estas últimas se caracterizan por una mayor complejidad de los conceptos y cálculos pero son igual de relevantes.

Las estructuras deben cumplir requisitos de diseño tanto en comportamiento estático como dinámico. Pero lo cierto es que a lo largo de la historia se han producido numerosos casos de rotura o desplazamientos inadmisibles en estructuras en los que sus cálculos estáticos eran correctos y cumplían con los factores de seguridad. Sin embargo, ocurrió que no se llevó a cabo un estudio dinámico.

Uno de los hechos que suscitó la importancia de los estudios dinámicos fue lo que ocurrió con el famoso puente de Tacoma en Washington, el cual colapsó en 1940 debido a que entró en resonancia. El puente contemplaba un estudio dinámico según los conocimientos de la época, pero el tablero no era aerodinámico y el viento excitó un modo de torsión. A partir de este hecho, cuando descubrieron las causas del suceso, empezó a cobrar importancia el profundizar en los estudios del comportamiento dinámico de las estructuras.





Figuras 1.1 y 1.2. El puente de Tacoma en el momento de entrar en resonancia

Desde entonces empezaron los estudios de dinámica en estructuras, con publicaciones como las de Hacar [1] en 1971, Ibañez [2] en 1974, Clough y Penzien [3] en 1975, Clark [4] en 1975, Leung [5] en 1976 y Chopra [6] en 1995. Aún así, la normativa de cada país establece unos márgenes de seguridad diferentes, al igual que pasa en estática, pero en el primer caso estos varían considerablemente entre un país y otro debido a que aún quedan muchos estudios por realizar.

En particular, la normativa española [7, 8, 9] no contemplaba, hasta hace unos años, algunos aspectos relacionados con las cargas inducidas por el caminar de las personas [10]. Es un tema complejo ya que se inducen tanto cargas horizontales como verticales, y puede provocar unos desplazamientos inadmisibles en la estructura. Esto fue lo que ocurrió, por ejemplo, con la pasarela frente al estadio Martín Carpena en Málaga. El estudio dinámico llevado a cabo cumplía con la normativa, pero tras su inauguración y ante el paso de más personas de las que se preveían, la pasarela comenzó a tener unos desplazamientos excesivos. Pero, estudiando el suceso a partir de otras normativas pudo observarse

que, por ejemplo, no cumplía con los criterios de seguridad establecidos en la norma francesa [11].

Figuras 1.3 y 1.4. Pasarela sobre la A-7 de Málaga frente al estadio Martín Carpena

A partir de estos sucesos, puede verse la importancia de conocer en detalle las propiedades dinámicas de las estructuras. Así podrán evitarse que las frecuencias naturales de estas se encuentren próximas a las frecuencias de excitación, ya que en este caso se produciría una amplificación en la respuesta de la estructura en cuestión.

MOTIVACIÓN DEL ESTUDIO

Debido a la necesidad de conocer las propiedades dinámicas de las estructuras, en este Trabajo Fin de Grado se han seguido varias metodologías con las que se pueden obtener. Algunas de ellas utilizadas comúnmente, mientras que otra no es tan utilizada: a través del ruido rerradiado.

El procedimiento habitual para obtener las propiedades dinámicas de una estructura es mediante métodos analíticos [12] y modelos numéricos basados en el Método de los Elementos Finitos [13] y el Método de los Elementos de Contorno [14]. También, cuando la estuctura está ya construida, mediante la medición de vibraciones a partir de una excitación exterior [15. Esto se lleva a cabo con la colocación de acelerómetros en la estructura. Estos miden las aceleraciones (normalmente en las tres direcciones del espacio) que se producen cuando ésta se excita.

Existe un acoplamiento entre el problema acústico y el problema estructural, que se ha estudiado a partir de métodos teóricos [16, 17, 18], métodos de elementos finitos [19, 20] y métodos de elementos de contorno [21, 22]. Esto significa que la respuesta acústica de una estructura está relacionada con la excitación estructural y también existe esta relación entre el ruido rerradiado y la respuesta estructural.

Debido este acoplamiento acústico-estructural, pueden obtenerse también los parámetros modales de una estructura solo con la medición del ruido rerradiado mediante un micrófono situado cerca de la excitación acústica. Estos datos se recopilan de la misma forma que se haría con las vibraciones. Es un método que se caracteriza por una mayor facilidad en su realización.

Para ambos planteamientos no es necesario conocer la fuerza de excitación, si se realiza un Análisis Modal Operacional [23]. Se recurre a él, en concreto, para aplicaciones de Ingeniería Civil, siendo de gran utilidad, ya que se pueden obtener los parámetros modales a partir de la respuesta de la estructura a sus propias cargas de servicio, lo que supone que no son necesarios costosos excitadores para provocar una fuerza controlada. Aunque a partir de este tipo de análisis, al no conocer la fuerza, solo se puede obtener la forma de los modos de vibración pero no su amplitud.

A través de este Trabajo Fin de Grado se comprobará de forma experimental que a partir del ruido

emitido por una estructura pueden obtenerse sus propiedades dinámicas, verificando así el acoplamiento acústico-estructural. Se llevará a cabo un análisis modal clásico, donde se conoce la fuerza aplicada. Así, pueden obtenerse los modos de vibración de una estructura tanto en forma como en amplitud. Al procesar los datos, también se establecerán ciertas ventajas respecto a los otros métodos mencionados anteriormente.

APLICACIONES PRÁCTICAS

Una aplicación práctica en el que se puede emplear la medición de ruido para mejorar algún aspecto del día a día es el tráfico (rodado, ferroviario y aéreo). Se intenta reducir los niveles de ruido y vibraciones no solo para cumplir con las normativas de los distintos países (que cada vez son más estrictas y se deben adoptar nuevas medidas y rediseñar continuamente para que las emisiones acústicas sean menores), sino también para mejorar el confort de los usuarios. Un menor nivel de ruido transmitido del exterior al interior supone además un criterio de calidad, por lo que también resulta de interés para los fabricantes. Por ello, la mejora del comportamiento estructural-acústico se convierte en un criterio de diseño importante a tener en cuenta, tanto para la infraestructura sobre la que circula el vehículo como para el vehículo en sí [24].

Los problemas de confort y de unas emisiones acústicas por encima de los valores límite de la normativa pueden ser evitados si se conocen los parámetros modales del vehículo y la infrasestructura sobre la que circula. Para ello, es esencial la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) [12]. Conociéndola, se conoce el comportamiento de cualquier estructura, al poder cuantificar su respuesta ante una fuerza determinada. Como su nombre indica, se representa la respuesta de la estructura frente a la frecuencia, pasando los datos recogidos (aceleraciones o ruido) del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia mediante la Transformada de Fourier. En ella pueden observarse que para ciertas frecuencias la respuesta se amplifica. Entonces, para minimizar las vibraciones y emisiones acústicas deben hacerse coincidir las frecuencias de las fuerzas de excitación con los valles de la FRF, disminuyendo al máximo la respuesta frente a las cargas externas. Si por el contrario coincidiesen con las cúspides, tanto el ruido como las vibraciones aumentarían considerablemente.

Concretamente, en este Trabajo Fin de Grado se va a estudiar el ruido inducido por el tráfico rodado, que afecta a personas y viviendas próximas a la carretera en cuestión. En la vigente Ley del Ruido [25, 26, 27] se establecen unos valores límite de emisión según el periodo del día (día, tarde o noche) y el uso de suelo de la zona más afectada por el ruido. Si por el contrario, el nivel de ruido emitido es mayor, deben adoptarse medidas para disminuirlo. Para ello, obtener los parámetros modales de las infraestructuras es de gran ayuda, y que en este Trabajo Fin de Grado se ha hecho para un carril de tren.

OBJETIVOS

El objetivo de este Trabajo Fin de Grado es estudiar de qué formas puede emplearse el ruido emitido por distintas estructuras para aplicaciones directas con la ingeniería civil.

En primer lugar, se verificará esta relación entre el ruido y las propiedades dinámicas de las estructuras, mediante la experimentación y comparación con métodos analíticos y con un modelo numérico basado en el Método de los Elementos Finitos. El ensayo se realizará a un carril de tren UIC 60, para el que se tratará de estimar sus parámetros modales mediante el ruido medido.

Por otra parte, se realizará mediciones del ruido provocado por el tráfico rodado. Tras un procesado de los datos, se podrá conocer si esa vía estudiada cumple con los criterios acústicos de la norma española, en concreto, la reciente Ley del Ruido, sirviendo como ejemplo de cómo debería procederse cada vez que se construye una nueva infraestructura.

El trabajo se ha estructurado de la siguiente forma. En el capítulo 2 se ha puesto a punto el sistema experimental para medir el ruido y las vibraciones, y que será empleado para las dos aplicaciones en estudio. En el capítulo 3, se ha realizado el ensayo sobre el carril, para después obtener las frecuencias naturales y compararlas con las obtenidas mediante los distintos métodos existentes. Posteriormente, en el capítulo 4, se ha procedido a la medición del ruido de una infraestructura viaria, para seguidamente obtener los índices acústicos que le corresponden y comprobar si cumple con los valores límite de emisión establecidos en la norma. Finalmente se recogen las principales conclusiones de este Trabajo Fin de Grado.

2 PUESTA A PUNTO DE UN SISTEMA EXPERIMENTAL PARA MEDIR RUIDO Y VIBRACIONES

Se han llevado a cabo una serie de ensayos experimentales relacionados con el ruido producido por las estructuras a partir de una excitación. La finalidad de estos dos ensayos no es la misma, pero el sistema utilizado sí es común, con solo una variación a la hora de establecer las condiciones de grabación.

En el primero de ellos se han medido tanto las vibraciones como el ruido en un carril UIC 60 producidos por un martillo. A partir de estos datos se obtendrán los parámetros modales de la estructura, y se compararán los resultados de ambos y los obtenidos numéricamente. Se analizará si tanto las frecuencias naturales, como los modos de vibración asociados de la estructura obtenidos a partir de los estos procedimientos coinciden.

En el segundo ensayo, se ha medido el ruido del tráfico rodado en una carretera para comprobar si los valores de emisión están por debajo de los valores límite establecidos en la normativa [27].

Para ambos ensayos se ha llevado a cabo la puesta a punto de un sistema experimental para medir ruido y vibraciones. El sistema de adquisición es tipo *Pulse* de *Bruel&Kjaer*. Los acelerómetros para medir vibraciones son fabricados por *Endevco*, y los micrófonos son de *Gras*.

Figura 2.1. Uno de los acelerómetros empleados para el primer ensayo

Figuras 2.2 y 2.3. Micrófono empleado para ambos ensayos

Figura 2.4. Martillo empleado para realizar el primer ensayo

Tanto el micrófono como los acelerómetros, así como el martillo, se conectan al sistema por unos canales y este a su vez se conecta al ordenador. Al abrir el programa *Pulse* debe establecerse en qué canales hay señal por estar conectado un acelerómetro, el micrófono o el martillo, para que pueda tomar los datos correctamente. Hay que asignar también qué tipo de mediciones serán, que en este caso son aceleraciones, presión sonora o fuerza.

Figura 2.5. Canales a los que conectar cada dispositivo

Además, para los tres dispositivos debe indicarse la sensibilidad (que para cada uno es diferente y depende de la fabricación) y que se mide en V/Pa para el micrófono, en mV/(m/s^2) para los acelerómetros y en mV/N para el martillo. Esto permite que el sistema pueda pasar los datos a las unidades que le corresponde.

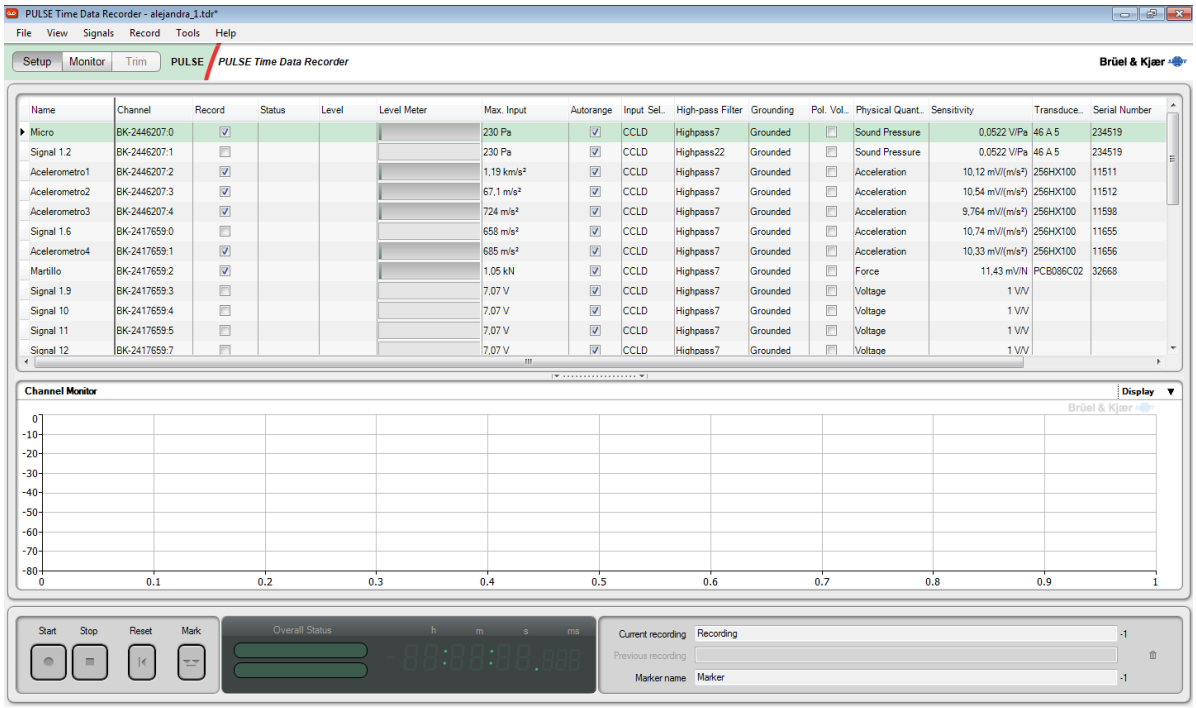


Figura 2.6. Aspecto del programa Pulse

Debe indicarse también la frecuencia de muestreo o puntos medidos por segundo, que en este caso será 4096 Hz cuyo valor será importante a la hora del procesado de los datos.

Una vez realizado esto, se establecen las condiciones de la toma de datos. Será diferente para cada uno de los ensayos realizados por lo que se explicará en detalle más adelante.

Una vez hecha la medición, pueden exportarse los datos medidos como un fichero *.m* para analizar y manipularlos en el programa *Matlab*. Entonces se realizará un procesado de los datos para obtener distintos parámetros según el ensayo.

Como resumen, el sistema empleado permite medir las aceleraciones, el ruido y la fuerza de los impactos. Mientras que para el primer ensayo se medirán todos ellos, para que pueda llevarse a cabo un análisis modal clásico, en el segundo solo es necesario medir el ruido, y obtener mediante él los índices acústicos establecidos en la normativa.

3 ENSAYO CONSISTENTE EN MEDIR EL RUIDO Y LAS VIBRACIONES ORIGINADAS POR UNA EXCITACIÓN SOBRE UN CARRIL UIC 60

Se ha realizado un ensayo a un carril UIC 60 de 5,6 metros de longitud aproximadamente y 3,3 metros de longitud entre apoyos, que es la zona concreta en la que se ha trabajado. Los apoyos son tacos de madera de 10 cm de ancho. En ambos extremos existe una zona de voladizo, de 0,4 metros a la izquierda y 1,8 metros a la derecha.

Figura 3.1. Carril UIC 60 al que se le ha realizado el ensayo

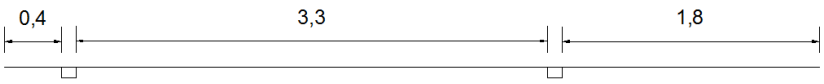


Figura 3.2. Esquema de montaje

Las propiedades del carril UIC 60 son las siguientes:

- Área: A = 76,70 cm^2
- Inercia: I = 3038,3 cm^4
- Masa lineal: m = 60,21 kg/m
- Módulo de elasticidad: E = 206 GPa
- Densidad: ρ = 7850 kg/m^3

Se ha llevado a cabo este ensayo para conocer sus propiedades dinámicas, y en concreto, sus frecuencias naturales y modos de vibración. Estas pueden obtenerse de de forma experimental de dos formas diferentes:

a. A partir de la medición de vibraciones

b. A partir de la medición de ruido

En este caso se han seguido las dos metodologías, con el fin de verificar si los resultados obtenidos son los mismos. Además, el tiempo empleado en la medición no varía si se sigue un método u otro, ya que ambos datos se toman de manera simultánea. El procedimiento seguido para realizar el ensayo es el siguiente:

En primer lugar, se han colocado cuatro acelerómetros en la cabeza del carril en la zona entre apoyos, de forma equidistante, a 0,68 m. Se ha decidido colocar cuatro de ellos para que, al obtener los modos de vibración tras recoger los datos del ensayo, den información suficiente sobre como se moverá el carril para los primeros modos. Además, se ha tenido en cuenta que no estén colocados en los nodos (puntos de amplitud nula) de los primeros modos de vibración que los que más influyen en el comportamiento dinámico. Sí fuese así, la frecuencia natural asociada a ese modo no podrá ser obtenida con ese acelerómetro al no sufrir respuesta alguna. Tampoco se han colocado sobre los apoyos porque son puntos de condición de contorno de desplazamientos nula.

Se han evitado los nodos de los modos de vibración teóricos de una viga biapoyada, como aproximación, aunque en el carril existen dos voladizos a ambos extremos y realmente el apoyo no es puntual (los tacos de madera miden 10 cm). Con la distribución elegida de los acelerómetros, ninguno de ellos serán nodos de los primeros modos de vibración como puede observarse en los gráficos 3.3 a 3.6. Es decir, para los primeros cuatro, la amplitud será distinta de cero en los puntos en los que están situados los acelerómetros.

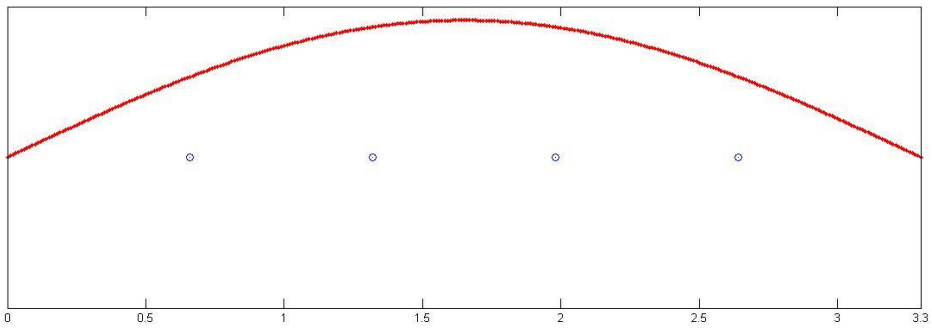


Figura 3.3. Primer modo de vibración de una viga biapoyada

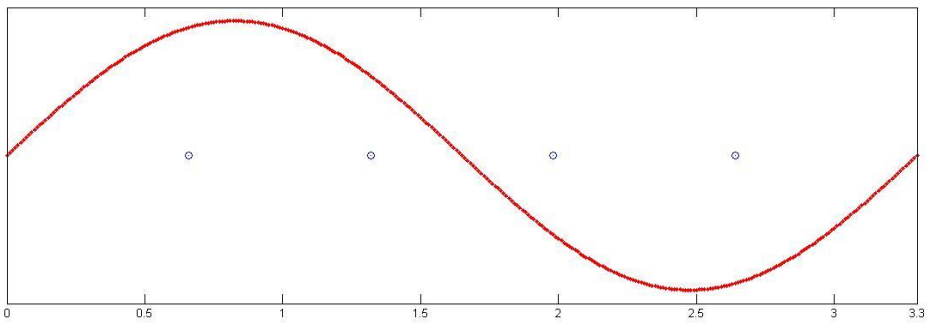


Figura 3.4 Segundo modo de vibración de una viga biapoyada

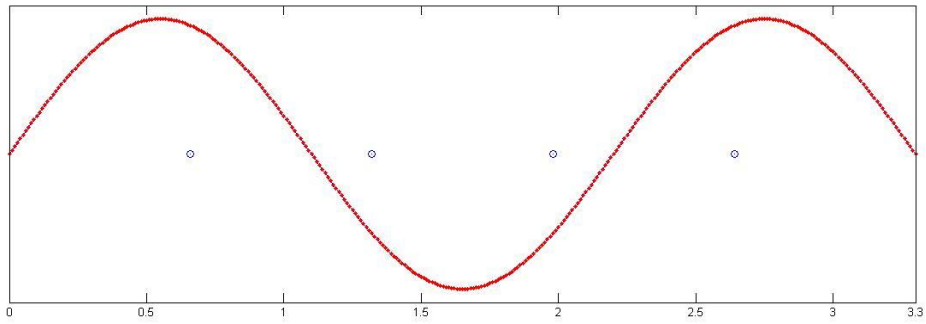


Figura *3.5*. Tercer modo de vibración de una viga biapoyada

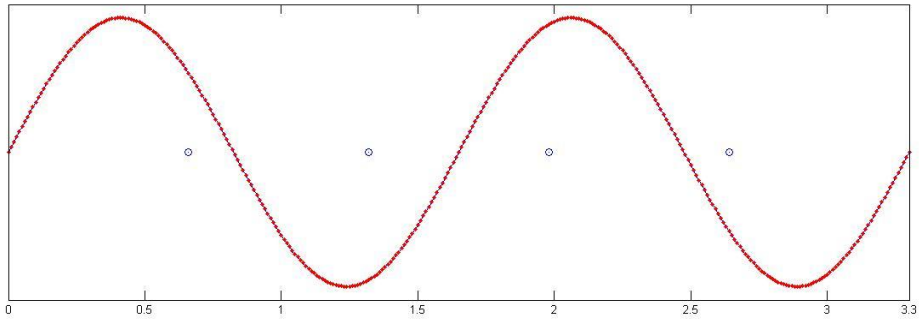


Figura 3.6. Cuarto modo de vibración de una viga biapoyada

Los acelerómetros empleados en el ensayo tienen las propiedades de la tabla 3.1, numerándolos de izquierda a derecha.

Tabla 3.1 Propiedades de los acelerómetros empleados

	Acelerómetro 1	Acelerómetro 2	Acelerómetro 3	Acelerómetro 4
Distancia al centro del apoyo izquierdo (m)	0,68	1,36	2,04	2,72
Número de serie	11511	11512	11598	11656
Sensibilidad ($mV/(m/s^2)$)	10,12	10,54	9,764	10,33

A continuación, se ha conectado al sistema el micrófono, con número de serie 234519 y una sensibilidad de 0,0522 V/Pa. Este se situará en un trípode a una altura aproximada de 0,5 m y a la misma distancia del carril, frente al punto donde se realizarán los golpes con el martillo. En el *Pulse* se le asignarán las unidades de presión sonora (Pa).

El último paso antes de empezar con el ensayo es conectar el martillo e indicar en su canal que la unidad medida será fuerza (N). Para realizar el ensayo se le pueden poner distintas puntas al martillo dependiendo de la cual se excitará un mayor o menor rango de frecuencias. En este caso se ha escogido la punta dura, que permite obtener un rango de frecuencias mayor que la media y blanda, pero con esta debe realizarse el golpe con una mayor precisión porque pueden producirse unas oscilaciones mayores.

Por último antes de comenzar, hay que establecer las condiciones del ensayo:

- El modo de la toma de datos o "Recording Mode" será "Multi" ya que se darán cinco golpes al carril.
- El sistema empezará a grabar tras el primer golpe que sea de una fuerza mínima de 1 N.
- Los datos se empezarán a guardar 1 segundo antes del primer golpe (pre-trigger).
- La grabación parará a los 10 segundos tras dar el golpe.

Figura 3.7. Disposición de todos los elementos para realizar el ensayo

Después, se procedió a realizar el ensayo. Al ser un ensayo de ruido debe estar todo en silencio. Pero, en el laboratorio donde se ha realizado se encuentran distintas máquinas que emiten un ruido de fondo, e incluso también lo hace el sistema utilizado para realizar el ensayo. Deberá tenerse en cuenta cuando se analicen los resultados, para no confundir sus frecuencias dominantes con frecuencias naturales del carril. Por esta razón se grabó en primer lugar este ruido de fondo durante unos 30 segundos, para poder determinarlas fácilmente.

Ya se estaba en predisposición de comenzar, dando los golpes con el martillo en un punto y el micrófono situado frente a él. Debe estar mirando para esa dirección y no para otra, ya que este micrófono graba de forma unidireccional. Por ello no debe interponerse nada en medio.

Tras cada golpe del martillo se esperan 10 segundos, para que se grabe toda la respuesta producida tanto de vibraciones como de sonido, y entonces se da el segundo golpe, hasta que se hayan dado los cinco. Entonces pueden exportarse los datos a un archivo de *Matlab* para analizarlos.

COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS OBTENIDOS DE FORMA NUMÉRICA

El objetivo de este apartado consite en obtener las frecuencias naturales y los modos de vibración del carril de dos formas diferentes: experimentalmente y numéricamente. De forma experimental se obtendrán a partir del ruido y a partir de las vibraciones. Por otro lado, de forma numérica, se obtendrán mediante una expresión analítica para vigas biapoyadas y mediante un modelo numérico basado en el Método de los Elementos Finitos y que se realizará con el programa *Ansys*.

a) Obtención de los parámetros modales de forma experimental

Tras realizar el ensayo sobre el carril UIC 60, se obtienen una serie de resultados. En el programa *Matlab* pueden visualizarse que son seis vectores para cada uno de los impactos, correspondientes a los datos recogidos de los seis dispositivos conectados al sistema Pulse a lo largo del tiempo del ensayo (cuatro acelerómetros, un micrófono y un martillo). Todos los vectores contienen 40960 muestras (4096 muestras/s*10s).

Tras cargar los datos, se realiza una limpieza del martillo, ya que es difícil dar un golpe perfecto cuya fuerza se atenúe directamente, sin oscilaciones. Tras esta operación, se elimina el rebote del martillo, para que los resultados obtenidos de las frecuencias naturales sean más exactos.

A continuación se pasa al dominio de la frecuencia a través de la Transformada de Fourier para obtener la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) [29], que es la respuesta/fuerza, siendo en este caso aceleración/fuerza. También se obtiene la media de ésta de todos los impactos.

Se ha diferenciado en rojo la obtenida mediante las aceleraciones (recogidas por los acelerómetros) y en azul mediante el ruido (recogido por el micrófono).

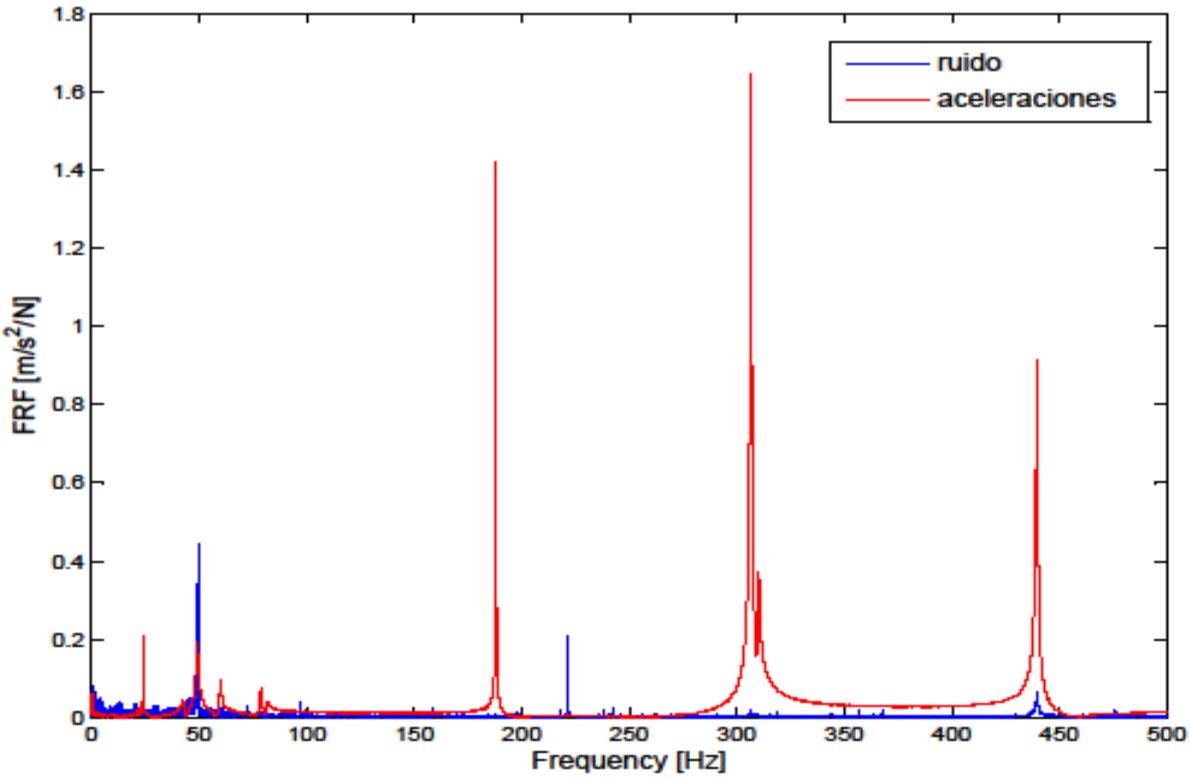


Figura 3.8. Función de Respuesta en Frecuencia del carril

Cada pico de la Función de Respuesta en Frecuencia indica una mayor respuesta de la estructura para una excitación con esa frecuencia. Estas son las frecuencias naturales de la estructura. Por eso es importante a la hora del diseño de una estructura, intentar evitar que las frecuencias de las cargas operacionales de la estructura estén cerca de estas.

En la FRF de las aceleraciones puede observarse claramente para qué frecuencias se amplifica la respuesta del carril ensayado. Las primeras vienen resumidad en la tabla 3.2. No suelen tenerse en aquellas de mayor frecuencia porque afectan en menor medida a la respuesta producida en la estructura.

Tabla 3.2. Frecuencias naturales obtenidas a partir de las aceleraciones

Número de frecuencia	Frecuencia natural (Hz)
1	24,1
2	49,8
3	188,1
4	306,7
5	439,7

Si realmente la medición de ruido es un método para obtener las frecuencias naturales de una estructura, las cúspides de la FRF del ruido y de las aceleraciones deben coincidir. Para que se aprecie mejor y estudiar si es así, se ha representado la FRF del ruido por separado en la figura 3.9. En ella se aprecia que existen picos para las frecuencias naturales obtenidas a partir de las aceleraciones.

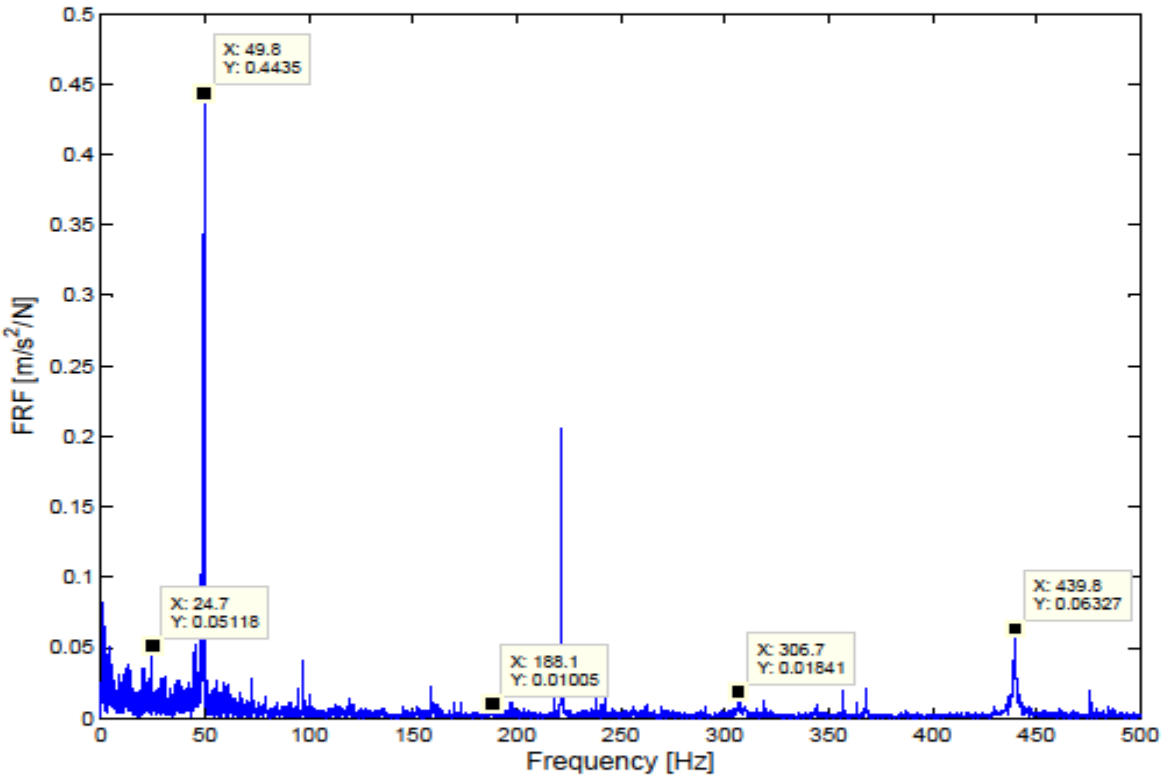


Figura 3.9. Función de Respuesta en Frecuencia del ruido

Aunque hay algunos picos en la FRF del ruido en cuya frecuencia no existe un pico de la FRF de los acelerómetros y que habrá que estudiar en detalle. Para ello se representará también el ruido de fondo. Este debe tenerse en cuenta ya que algunas cúspides recogidas por el micrófono pueden deberse a él, y no al ruido emitido por la propia estructura, que es con el que pueden obtenerse sus propiedades dinámicas.

En la figura 3.10 puede observarse que en estos picos de la FRF del ruido para frecuencias distintas a las frecuencias naturales, existe un pico debido al ruido de fondo. Esto reafirma que no son frecuencias naturales del carril y se han producido exclusivamente por este ruido de fondo y no por el carril. Además, también puede llegarse también a esta conclusión porque el pico es muy agudo y por lo tanto representa un sistema con muy poco amortiguamiento, lo cual quiere decir que el sistema no es estructural.

Puede observarse también que el ruido de fondo es en su mayoría de baja frecuencia. Por ello, hasta 50 Hz, en la FRF del ruido las respuestas son mayores. Es importante conocer que esta es la causa para evitar asignar como primeras frecuencias naturales a frecuencias que se encuentran en ese rango y que realmente no lo son.

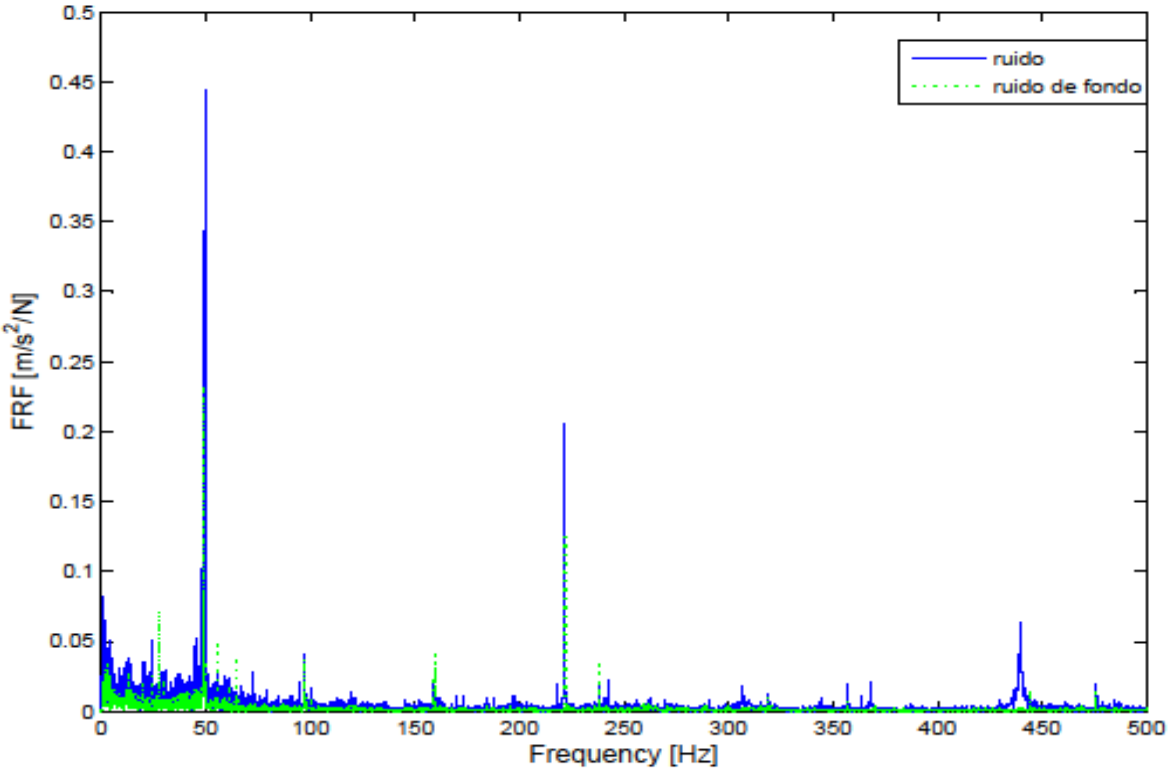


Figura 3.10. Función de Respuesta en Frecuencia del ruido con el ruido de fondo

A continuación, analizaremos en detalle las frecuencias naturales obtenidas por las aceleraciones y las compararemos con las del ruido.

Hasta 150 Hz se obtienen dos frecuencias naturales según la figura 3.11. Los valores obtenidos a partir de unos datos u otros son similares, aunque para la segunda frecuencia pede observarse como la cúspide por el ruido se ha dividido en dos, quedando la frecuencia natural por las aceleraciones en el centro de ambos. Esto puede haber sucedido también con las cúspides de menor altura de las aceleraciones en torno a 40, 60 y 80 Hz. Más adelante, al comparar los resultados con un modelo numérico verificaremos si ha podido ocurrir esto. Teniendo en cuenta los de la FRF del ruido, esa frecuencia natural es de 50 Hz.

Para las siguientes frecuencias naturales, hasta 500 Hz, podemos observar en la figura 3.12 que los picos coinciden exactamente para la misma frecuencia.

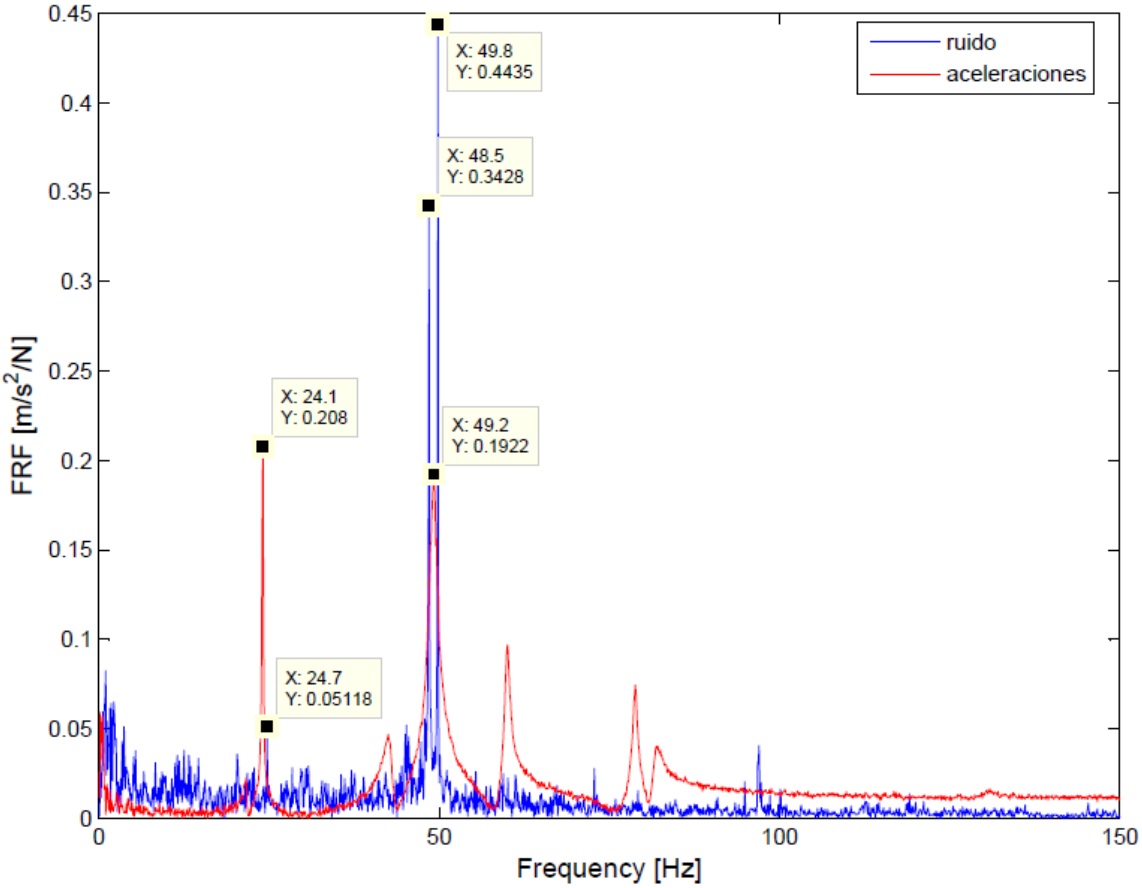


Figura 3.11. Frecuencias naturales hasta 150 Hz

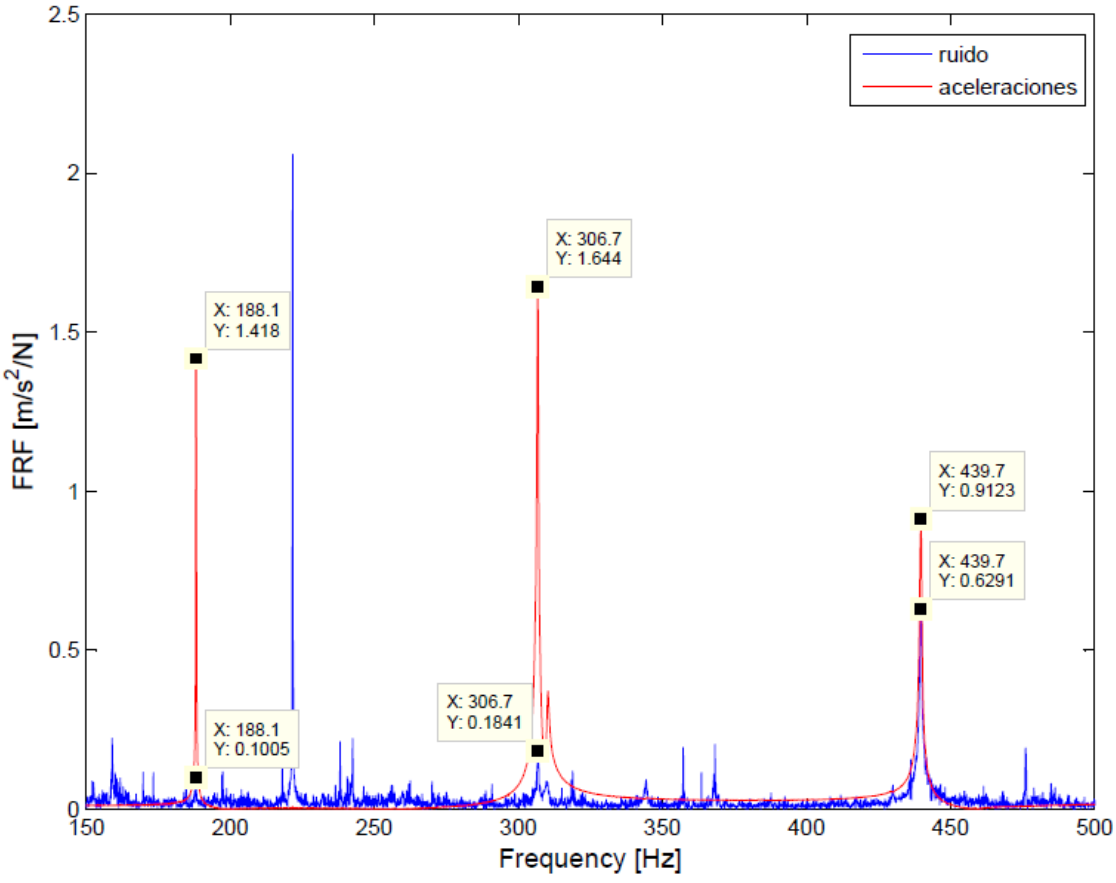


Figura 3.12. Frecuencias naturales de 150 Hz a 500 Hz

Como resumen, se presentan las frecuencias naturales del carril obtenidas de forma experimental en la tabla 3.3, comprobrando que la diferencia es mínima.

Tabla 3.3 Frecuencias naturales obtenidas de forma experimental

Número de frecuencia	Frecuencia natural obtenida por las aceleraciones (Hz)	Frecuencia natural obtenida por el ruido (Hz)
1	24,1	24,7
2	49,2	49,8
3	188,1	188,1
4	306,7	306,7
5	439,7	439,7

A continuación se calcularán los modos de vibración del carril asociados esas frecuencias naturales. Es decir, cómo se moverá el carril cuando la frecuencia de la excitación sea cada una de las frecuencias naturales. El modo de vibración "n" está asociado a la frecuencia natural "n". Se obtendrán para las cuatro primeras frecuencias, que son las que compararemos de forma numérica, a que las excitaciones que pueden afectar a la estructura no llegarán a 400 Hz.

Como la zona en la que se ha realizado el ensayo es entre los apoyos, se ha obtenido la respuesta del carril entre esos puntos, según la figura 3.13. Se obtienen a partir de la parte imaginaria de la FRF para la frecuencia natural asociada, para cada uno de los acelerómetros [30]. Más adelante se comparará con los obtenidos numéricamente, donde sí podrán obtenerse los modos de vibración del carril al completo.

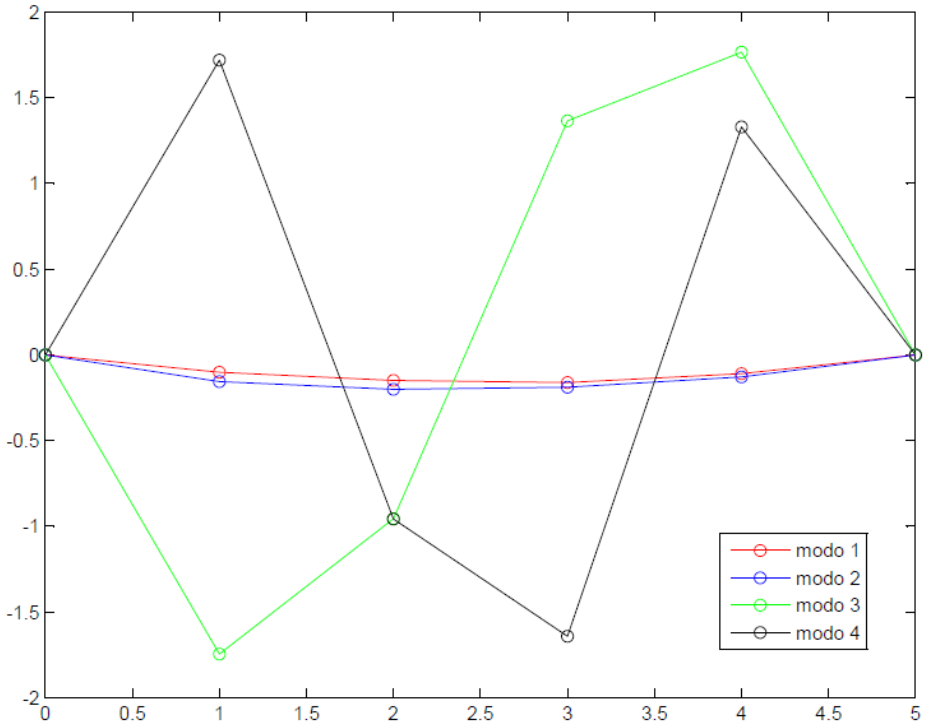


Figura 3.13. Modos de vibración del carril obtenidos de forma experimental

b) Obtención de las frecuencias naturales de forma analítica

A continuación se calcularán las frecuencias naturales de manera numérica para poder comprobar después si coinciden con las obtenidas experimentalmente.

Las frecuencias naturales de una viga simplemente apoyada (ambos extremos simplemente apoyados) se pueden calcular mediante la siguiente expresión analítica [12], obteniendo los resultados en rad/s:

$$\omega_n = C_n \sqrt{\frac{EI}{mL^4}} \tag{3.1}$$

Siendo:

- E = módulo de elasticidad (kPa)
- I = momento de inercia (m^4)
- m = masa por unidad de longitud (kg/m)
- L = longitud total (m)
- C_n = factor según la frecuencia natural n que se quiera obtener. Para las cuatro primeras frecuencias naturales, su valor viene dado por la siguiente tabla:

Tabla 3.4. Coeficiente C_n según la frecuencia a calcular

n	**C_n**
1	π^2
2	$4\pi^2$
3	$9\pi^2$
4	$16\pi^2$

Realmente, las condiciones de contorno del carril en el ensayo no son simplemente apoyadas en ambos extremos, sino que hay una zona de voladizo en ambos extremos, como pudo observarse en la figura 3.1. Se hará esta aproximación y se tendrá en cuenta a la hora de comparar los resultados obtenidos mediante ambos métodos.

Concretando las propiedades para el carril UIC 60, se obtienen las siguientes primeras cuatro frecuencias naturales en hercios (Hz) a partir de la expresión 3.2, obteniendo los resultados de la tabla 3.5:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \tag{3.2}$$

Tabla 3.5. Frecuencias naturales obtenidas de forma analítica para una viga biapoyada

Número de frecuencia	Frecuencia natural (Hz)
1	46,5
2	186,0
3	418,6
4	744,1

Los modos de vibración asociados a estas frecuencias son los representados en las figuras 3.3, 3.4, 3.5 y 3.6, aquellos que se tuvieron en cuenta a la hora de elegir la ubicación de los acelerómetros a lo largo del carril. Son los modos teóricos para una viga biapoyada, pero como no se corresponde exactamente con las condiciones del ensayo por los voladizos de 0,4 m a la izquierda y 1,8 m a la derecha, se calcularán estos resultados mediante un modelo numérico.

c) Obtención de los parámetros modales mediante un modelo numérico basado en el método de los elementos finitos

A continuación, se han obtenido también las frecuencias naturales del carril mediante un modelo numérico basado en el Método de los Elementos Finitos (MEF) a partir del programa *Ansys*. Para el modelo se ha empleado un elemento Beam 3, y la discretización realizada se ha hecho con 10 divisiones.

Tras introducirse las propiedades del carrril:

- A = 76,70 cm^2
- I = 3038,3 cm^4
- E = 206 GPa
- v = 0,3
- ρ = 7850 kg/m^3
- L = 5,6 m
    - L1 = 0,4m
    - L2 = 3,4 m
    - L3 = 1,8 m

Y tras establecer las propiedades de contorno (biapoyadas), se ha realizado un análisis modal que permite obtener las frecuencias naturales, presentadas en la tabla 3.6.

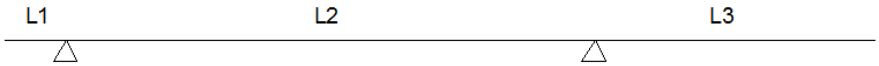


Figura 3.14. Esquema del modelo introducido en *Ansys*

Tabla 3.6. Frecuencias naturales obtenidas mediante un modelo numérico basado en el MEF

Número de frecuencia	Frecuencia natural (Hz)
1	26,2
2	63,9
3	184,1
4	287,5

Los modos de vibración asociados a cada una de las frecuencias obtenidas son los representados en las figuras 3.15, 3.16, 3.17 y 3.18.

Figura 3.15. Primer modo de vibración del carril obtenido en *Ansys*

Figura 3.16. Segundo modo de vibración del carril obtenido en *Ansys*

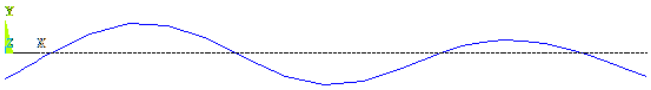


Figura 3.17. Tercer modo de vibración del carril obtenido en *Ansys*

Figura 3.18. Cuarto modo de vibración del carril obtenido en *Ansys*

COMPARACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE Y NUMÉRICAMENTE

Compararemos ahora las frecuencias naturales y los modos de vibración obtenidos experimentalmente y numéricamente; en este último caso a partir de los dos métodos empleados (mediante las expresión analítica 3.1 y a través del modelo numérico basado en el MEF a partir de *Ansys*).

Para comparar las frecuencias naturales hay que fijarse en el modo de vibración asociado a cada una de ellas. Es decir, solo podemos comprarar las frecuencias naturales cuyos modos de vibración tengan la misma forma.

Por ello, de forma analítica las únicas frecuencias que podemos comparar y con las que sirve la aproximación de utilizar la expresión para vigas apoyadas son las frecuencias de 46,5 Hz y 186 Hz. Comparando los modos de vibración obtenidos experimentalmente y los de las vigas biapoyadas, observamos que la forma que toman es muy similar en la figura 3.19.

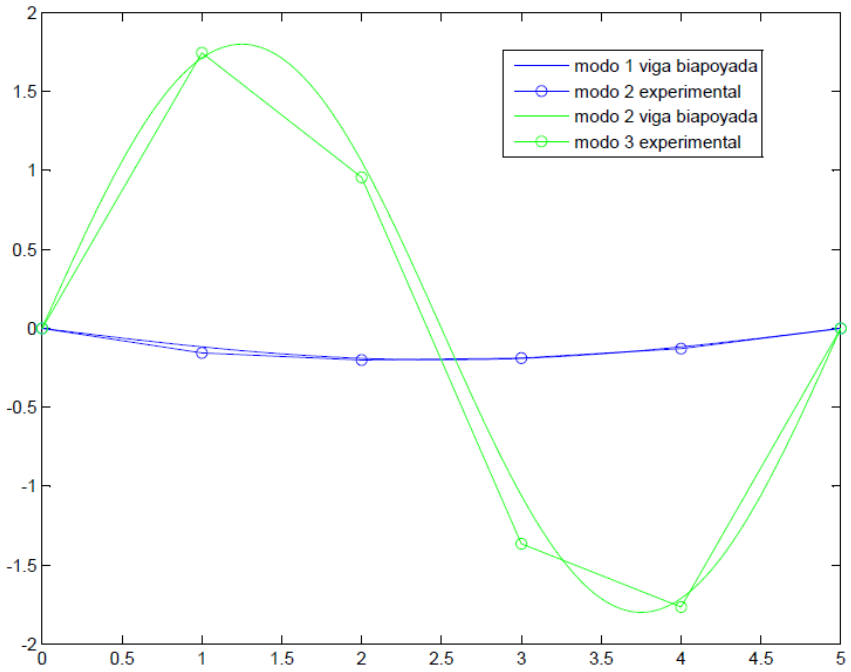


Figura 3.19. Comparación entre los modos de una viga biapoyada y los experimentales

A continuación compararemos los modos de vibración obtenidos experimentalmente y numéricamente mediante *Ansys* mediante las figuras 3.20 a 3.24. Se han exportado el valor de los desplazamientos entre los apoyos para cada uno de ellos a *Matlab* para poder compararlos. Aunque hay que tener en cuenta que la amplitud de los modos en *Ansys* está indeterminada, lo único que es exacto es la forma que toman, por lo que cada modo se ha multiplicado por ciertos factores para poder hacer esta comparación. Podemos verficiar que los modos obtenidos son muy similares.

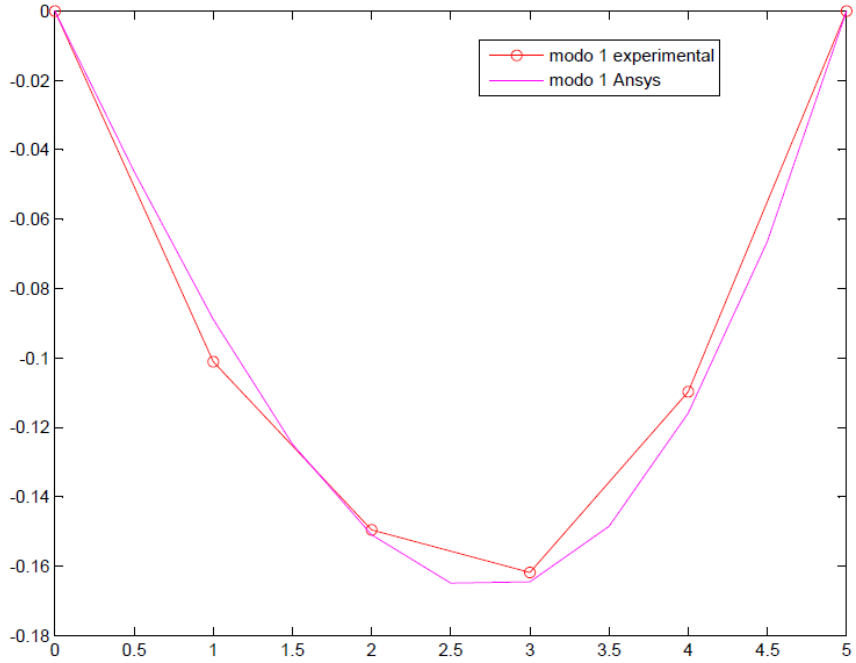


Figura 3.20. Comparación del primer modo de vibración experimentalmente y numéricamente

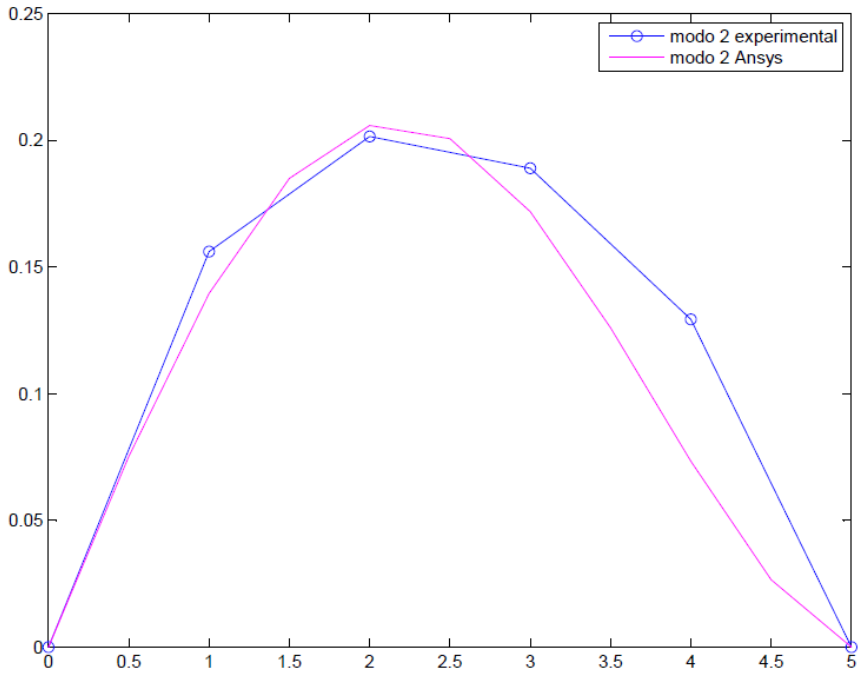


Figura 3.21. Comparación del segundo modo de vibración experimentalmente y numéricamente

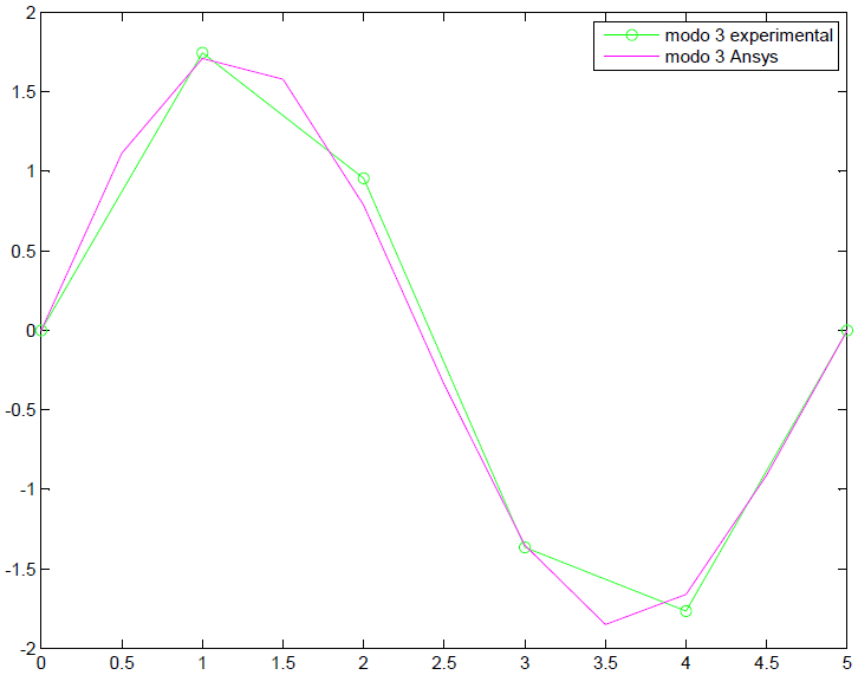


Figura 3.22. Comparación del tercer modo de vibración experimentalmente y numéricamente

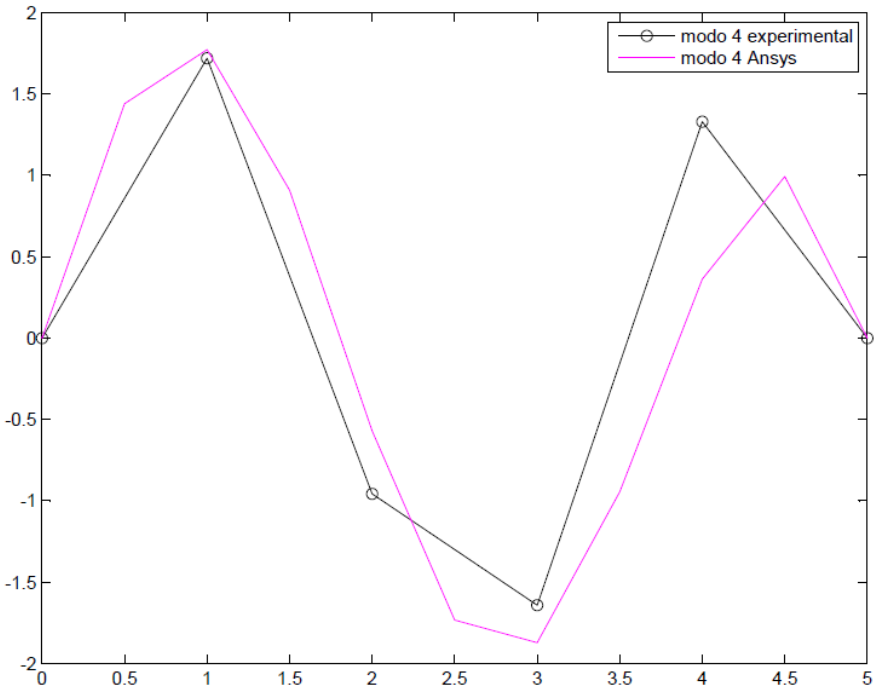


Figura 3.23. Comparación del cuarto modo de vibración experimentalmente y numéricamente

Una vez determinados qué modos de vibración obtenidos con cada método pueden compararse con qué otros, podemos entonces hacer una comparación entre las frecuencias naturales asociadas a cada uno de ellos. Podemos comprobar que las frecuencias naturales obtenidas son muy similiares, aunque con un pequeño margen de error.

Tabla 3.7. Diferencia entre las frecuencias naturales obtenidas

N	Frecuencias naturales experimentación (Hz) – ruido –	Frecuencias naturales experimentación (Hz) – aceleraciones –	Frecuencias naturales de forma analítica viga biapoyada (Hz)	Frecuencias naturales ANSYS (Hz)
1	24,7	24,1	-	26,2
2	49,8	49,2	46,5	63,9
3	188,1	188,1	186,0	184,1
4	306,7	306,7	-	287,5

Si comparamos los distintos métodos seguidos según la figura3.24, podemos observar que en *Ansys* se obtienen frecuencias naturales superiores a las obtenidas experimentalmente para las dos primeras, e inferiores para las dos segundas. También se observa que la mayor diferencia entre los resultados de cada procedimiento corresponde a la segunda y cuarta frecuencia.

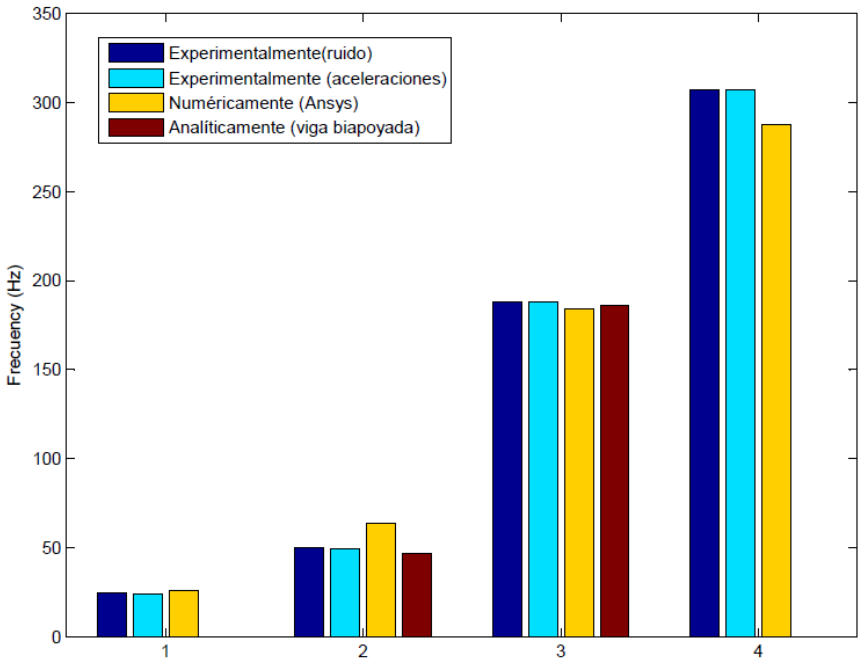


Figura3.24. Diferencia entre las frecuencias naturales obtenidas

Para la segunda frecuencia natural, se observó en la Función de Respuesta en Frecuencia que la obtenida en torno a 50 Hz podía ser inferior a la real debido a que la cúspide producida por las aceleraciones pudo dividirse. La obtenida en *Ansys* está en torno a 60 Hz y podría pensarse que la frecuencia natural está en torno a ese valor. Pero si también lo comparamos con el resultado analítico, inferior a 50 Hz, y con la obtenida experimentalmente a través del ruido, también inferior a 50 Hz, podemos afirmar que el resultado que da *Ansys* es superior al real.

Por otro lado, para la cuarta frecuencia natural, la diferencia entre los resultados es mayor, pero la influencia de esta frecuencia natural y su correspondiente modo de vibración en la respuesta del carril es menor que la de las demás. Esto se debe a que si está sometida a una solicitación con una frecuencia distinta a cualquiera de sus frecuencias naturales, la estructura se moverá con una combinación de sus primeros modos de vibración, cuyo factor de amplificación será menor mientras menor sea la frecuencia asociada a ese modo. Por ello, no sabemos cual es el valor exacto de la cuarta frecuencia natural, pero sí sabemos que se encuentra en torno a 300 Hz.

En resumen, el sistema experimental empleado permite caracterizar las frecuencias naturales de las estructuras a partir del ruido rerradiado medido. También se han podido obtener mediante las aceleraciones medidas, cuyos valores obtenidos, comparándolos según la tabla 3.6, son prácticamente idénticos.

Como ventajas de la obtención de las frecuencias naturales mediante el ruido, hay que destacar que solo se necesita un dispositivo para obtenerlas (un micrófono), mientras que a partir de las aceleraciones se necesitan varios acelerómetros que hay que colocar a lo largo de la estructura estudiada y conectar al sistema (cada uno con una sensibilidad diferente y con su correspondiente vector de mediciones). Además, se encontró una gran ventaja para identificar la segunda frecuencia natural del carril, ya que el pico de la FRF del ruido era muy pronunciado, mientras que para las aceleraciones había varios más suaves en un rango de frecuencias. Gracias a la medición del ruido rerradiado pudo obtenerse correctamente esta frecuencia natural.

4 MEDIDA DE RUIDO CAUSADA POR TRÁFICO RODADO

A continuación, se plantea otra aplicación de la medida del ruido producido por una estructura. En este caso, está estrechamente relacionada con la normativa que debe cumplirse en España para nuevas infraestructuras.

Con el fin de reducir en gran medida la contaminación acústica, se han implantado unos objetivos de calidad acústica en numerosos países. Por ello, los emisores acústicos tienen unos valores límites de emisión que cumplir (en España, según la Ley del Ruido [25]).

Entre estos emisores se encuentra el tráfico rodado, ferroviario y aeroportuario. Sin duda, son aplicaciones directas con la ingeniería civil y deben tenerse en cuenta cuando se lleve a cabo una nueva infraestructura, adoptando las medidas necesarias para que no transmitan al medio ambiente exterior niveles de ruido superiores a los valores límite de inmisión establecidos en la tabla A1 del anexo III del Real Decreto 1367/2007 [26], indicados en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Valores límite de inmisión de ruido aplicables a nuevas infraestructuras viarias, ferroviarias y aeroportuarias. Tabla A.1 Anexo III RD 1367/2007.

Tipo de área acústica		Índices de ruido		
		L_d	L_e	L_n
e	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso sanitario, docente y cultural que requiera una especial protección contra la contaminación acústica	55	55	45
a	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso residencial.	60	60	50
d	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso terciario distinto del contemplado en c.	65	65	55
c	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso recreativo y de espectáculos.	68	68	58
b	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso industrial	70	70	60

Por ello, sirviendo como ejemplo de cómo debería procederse, se ha medido el ruido causado por el tráfico rodado en una carretera, para verificar si cumple con los valores límite. Concretamente, se trata del Camino de los Descubrimientos, entre la Escuela Técnica Superior de Ingeniería y los laboratorios de la misma, en la cual no se encontraba ninguna banda sonora.

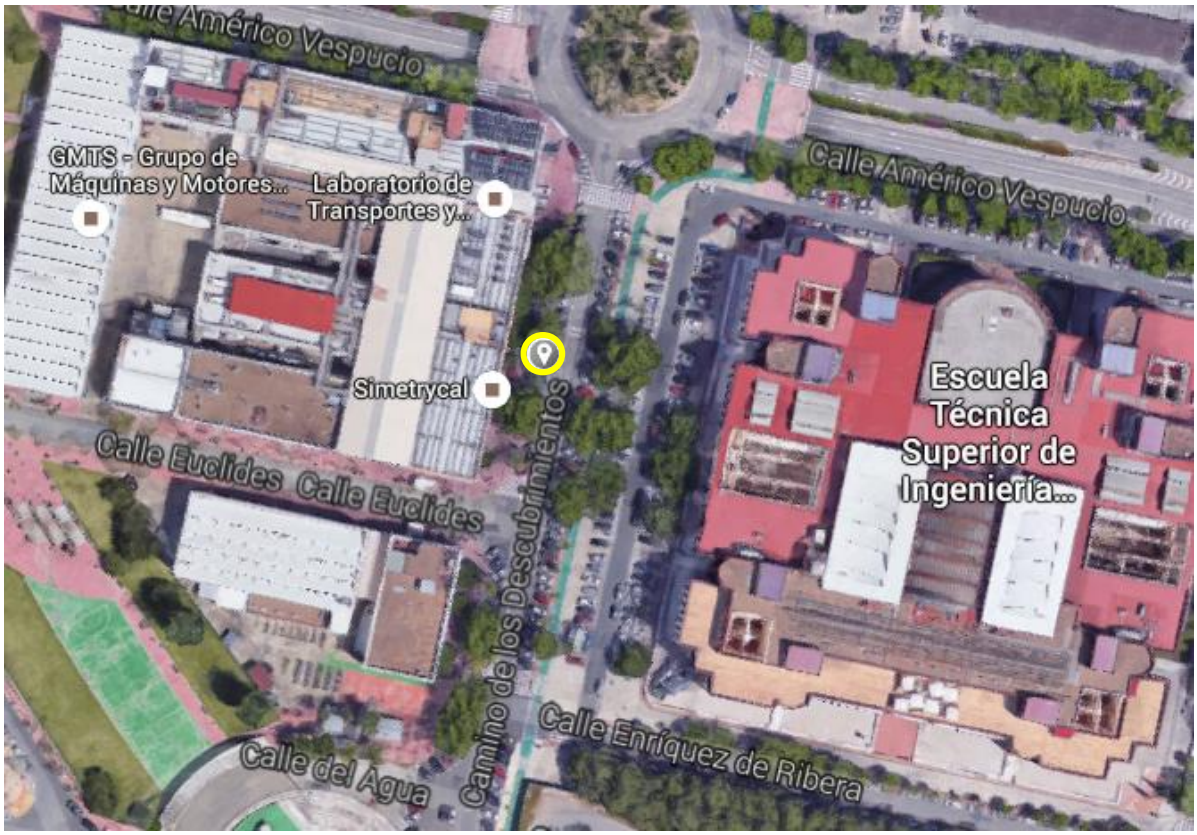


Figura 4.1. Ubicación del punto de la toma de datos del ruido causado por el tráfico rodado

Según la Ley del Ruido, y en concreto, el Real Decreto 1513/2005 [27], la toma de datos del ruido causado por un emisor acústico debe hacerse en un punto donde puedan verse afectadas personas o actividades por este ruido. Por eso el lugar que se escogió fue la puerta de los laboratorios, donde siempre se encuentran estudiantes o profesores del centro.

Para las mediciones se utilizó el sistema tipo *Pulse* de *Bruel&Kjaer* y micrófono de *Gras* (con número de serie 234519 y sensibilidad de 0,0522 V/Pa), colocado aproximadamente a 2 metros del extremo de la carretera. Estas se llevaron a cabo durante un periodo significativo de tiempo de forma continua (aproximadamente 15 minutos). La medición que recoge el micrófono es la presión sonora (en Pa) durante ese periodo de tiempo, con una frecuencia de muestreo de 4096 Hz y es la siguiente:

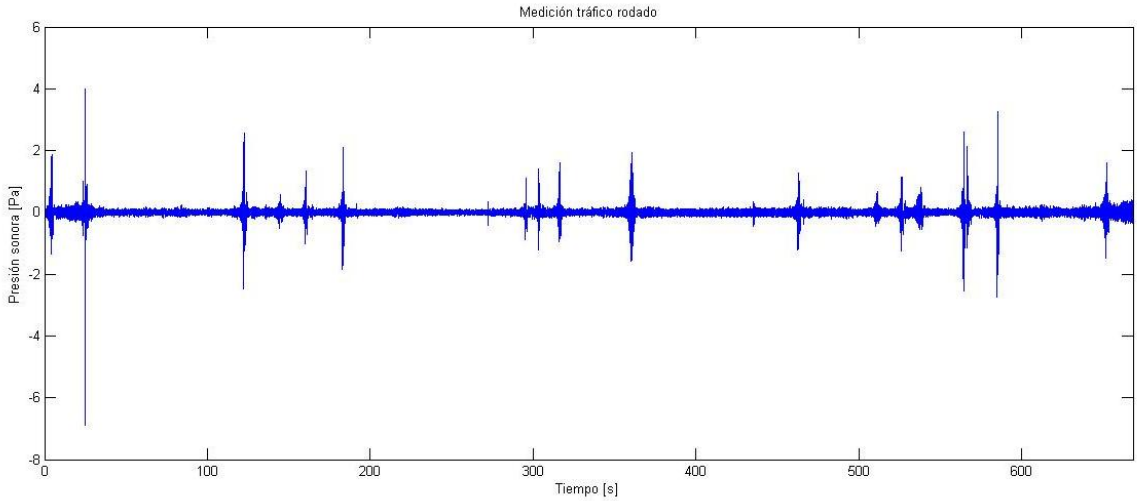


Figura 4.2. Datos tomados de presión sonora producidos por el tráfico rodado

Como puede observarse, la presión sonora es oscilante en el tiempo, en la que las amplificaciones corresponden con el paso de los vehículos. Por ello, para poder cuantificar cuál es el nivel de emisión de una determinada infraestructura, la Ley del Ruido introduce unos índices constantes que se pueden obtener a partir de estas mediciones variables en el tiempo. Estos son el índice de ruido corregido a largo plazo del periodo temporal de evaluación "x" ($L_{K,x}$), el índice de ruido continuo equivalente corregido ($L_{Keq,T}$) y el nivel de presión sonora continuo equivalente ponderado A ($L_{Aeq,T}$).

Estos se calcularán en *Matlab* tras exportar las mediciones, un vector que contiene las presiones sonoras.

PROCESADO DE LOS DATOS ANTERIORES SEGÚN LA LEY DEL RUIDO

*T*ras la medición del ruido y vibraciones causados en cualquier tipo de infraestructura, se realiza un procesado de los datos según la Ley del Ruido (Ley 37/2003) con el objetivo de evaluar los niveles sonoros y verificar el cumplimiento de los valores límite.

Concretamente, para el ruido y en infraestructuras viarias, ferroviarias y aeroportuarias (las aplicaciones más comunes en ingeniería civil) existen unos valores límite según el índice $L_{K,x}$ (índice de ruido corregido a largo plazo del periodo temporal de evaluación "x"). Este nivel sonoro se evalúa según el anexo I del Real Decreto 1367/2007 como:

$$L_{k,x} = 10\log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} 10^{0,1*(L_{Keq,x})_i}\right) \quad (4.1)$$

Siendo:

- n= número de muestras del periodo temporal "x". Depende de la frecuencia de muestreo f_s (número de mediciones por segundo) y del tiempo transcurrido en la toma de datos
- $L_{Keq,x}$ = índice de ruido corregido del periodo temporal "x"; asociado a la molestia, o a los efectos nocivos por la presencia en el ruido de componentes tonales emergentes, componentes de baja frecuencia y ruido de carácter impulsivo

Se distinguen tres índices $L_{K,x}$ según el periodo temporal de evaluación "x", que puede ser día (d), tarde (e) o noche (n). Y sus valores límite dados por la ley del ruido son diferentes (según la tabla 4.1), distinguiendo, por tanto, entre los siguientes niveles sonoros:

a) L_d : índice de ruido corregido a largo plazo del periodo día (si las mediciones se han tomado entre las 7:00-19:00 horas)

b) L_e : índice de ruido corregido a largo plazo del periodo tarde (comprendido entre las 19:00-23:00 horas)

c) L_n : índice de ruido corregido a largo plazo del periodo noche (comprendido entre las 23:00-7:00-horas)

Determinación del índice de ruido continuo equivalente corregido $L_{KEQ,T}$

Para obtener el nivel sonoro asociado a una infraestructura ($L_{K,x}$) en un periodo de evaluación T y comprobar si su valor está por debajo de los valores límite, primero es necesario determinar el índice de ruido continuo equivalente corregido $L_{Keq,T}$ (según la expresión 4.1). Se define como el nivel de presión sonora continuo equivalente ponderado A ($L_{Aeq,T}$), corregido por la presencia de componentes tonales emergentes, componentes de baja frecuencia y ruido de carácter impulsivo, según la expresión siguiente del anexo I del Real Decreto 1367/2007:

$$\mathrm{L_{Keq,T}} = \mathrm{L_{Aeq,T}} + \mathrm{K_t} + \mathrm{K_f} + \mathrm{K_i} \tag{4.2}$$

Donde:

- $L_{Aeq,T}$ = nivel de presión sonora continuo equivalente ponderado A, en decibelios, determinado sobre un intervalo temporal de T segundos, definido en la norma ISO 1996-1: 2005 [31]. Podrá ser calculado en el periodo día (d), tarde (e) o noche (n) según el índice $L_{K,x}$ que se quiera calcular.

  En su forma discreta se define como:

$$\mathrm{L_{Aeq,T}} = 10\log\left(\frac{1}{\mathrm{T}}\sum_{\mathrm{i=1}}^{\mathrm{n}} 10^{\frac{\mathrm{L_i}}{10}} \cdot \mathrm{t_i}\right) \tag{4.3}$$

  Siendo:

  - L_i = nivel de presión sonora constante en el intervalo i (en decibelios, con ponderación frecuencial A)
  - t_i = tiempo del intervalo i correspondiente al nivel L_i
  - T = tiempo de la toma de datos

  Hay que señalar que para obtener este índice es necesario trabajar en el dominio de la frecuencia [29] ya que hay que aplicar un filtro de ponderación frecuencial. Por ello, hay que hacer la transformada de Fourier de los datos obtenidos. También deben pasarse los datos de presión sonora (en Pa) a nivel de presión sonora (en dB, ref $20^{-5}N/m^2$) mediante la siguiente expresión:

$$L\ (dB, ref\ 20^{-5}N/m^2) = 20\log\left(\frac{p}{p_0}\right) \tag{4.4}$$

  Siendo:

  - p = presión sonora (Pa)
  - p_0 = presión acústica de referencia, que representa la menor presión acústica audible por un oído humano normal (20 μPa)

La ponderación frecuencial A provoca una reducción considerable del nivel de presión sonora para frecuencias bajas y algo también para las altas, para intentar aproximar los analizadores acústicos a la respuesta del oído. Esto se realiza así porque el oído es más sensible a frecuencias entre 500-6000 Hz y menos a frecuencias inferiores o superiores. Por lo que la presión sonora fuera de ese rango no supone una molestia para las personas y no es relevante a la hora de calcular los índices acústicos. Esta ponderación viene representada por la siguiente expresión según la norma UNE-EN 61672-1:2014 [32], y la forma que toma la curva es la que más se aproxima a la sensibilidad de frecuencia del oído humano entre los demás filtros de ponderación:

$$A(f) = 10\log\left(\frac{f_4^2 f^4}{(f^2+f_1^2)(f^2+f_2^2)^{\frac{1}{2}}(f^2+f_3^2)^{\frac{1}{2}}(f^2+f_4^2)}\right)^2 dB - A_{1000} \qquad (4.5)$$

Donde:

- f_1=20,60 Hz
- f_2=107,7 Hz
- f_3=737,9 Hz
- f_4=12194 Hz
- A_{1000}= -0,062 dB

Un nivel de presión sonora constante de 100 dB tras aplicar el filtro de ponderación A quedaría de la siguiente forma (y se denominan como dBA, ref 20^{-6}N/m^2):

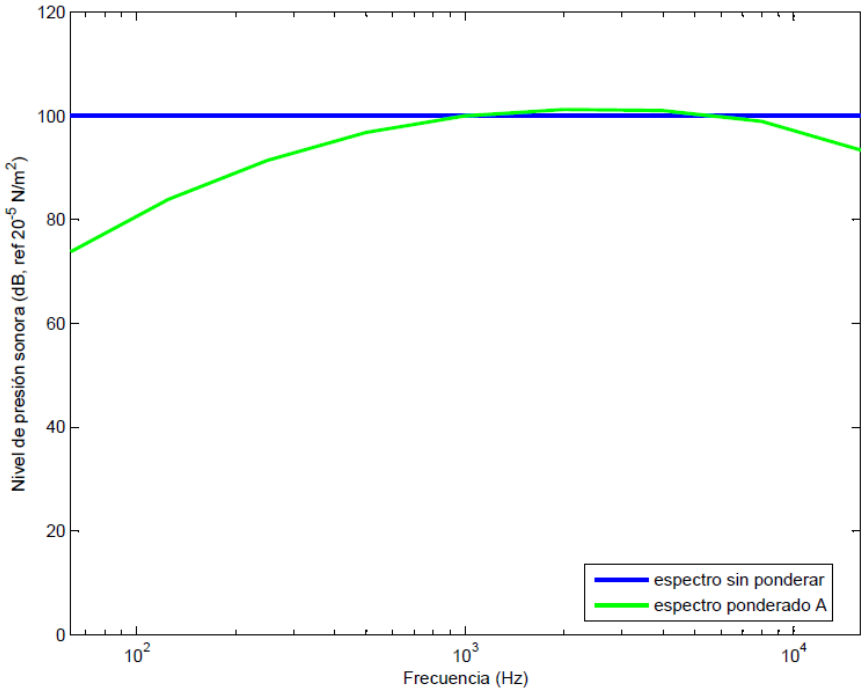


Figura 4.3. Diferencia entre un espectro sin ponderar y un espectro ponderado A

A las mediciones de presión sonora de tráfico rodado realizada anteriormente le corresponde un índice $L_{Aeq,T}$ = 52,4, calculado mediante el archivo de *Matlab 'trafico.m'*. Este valor equivale al nivel de un ruido constante que tuviera la misma energía sonora de aquella presión sonora oscilatoria a medir durante el mismo periodo de tiempo.

- K_t = parámetro de corrección para evaluar la molestia o los efectos nocivos por la presencia de componentes tonales emergentes, definido en el anexo IV del Real Decreto 1367/2007.

  Los componentes tonales emergentes son aquellos niveles de presión sonora en bandas de 1/3 de octava cuyo valor es muy superior al de los niveles anterior y siguiente. Si la diferencia es notable, habrá que corregir el nivel de presión sonora continuo equivalente ponderado A ($L_{Aeq,T}$). En el siguiente ejemplo puede observarse que la banda señalada en rojo podría ser una componente tonal emergente y habría que estudiarla.

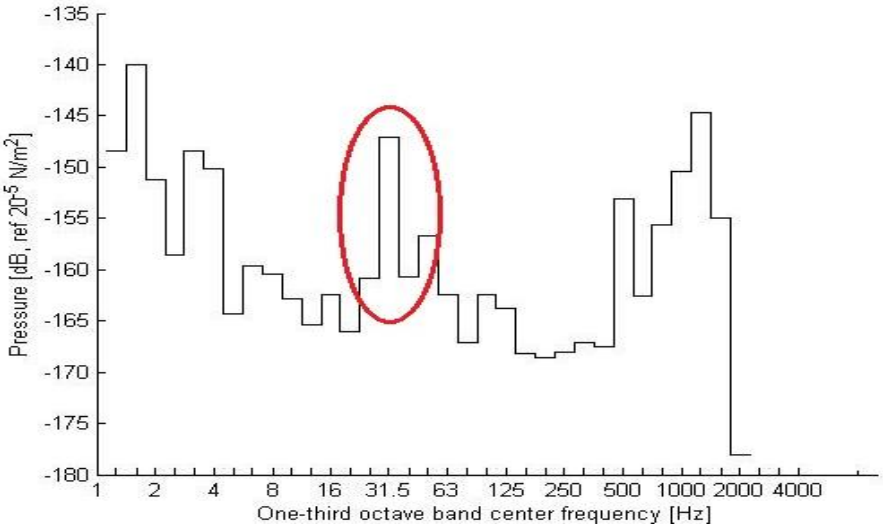


Figura 4.4. Ejemplo de una posible componente tonal emergente

El procedimiento para la evaluación detallada del ruido por la presencia de componentes tonales emergentes es el siguiente:

a) Se realizara el análisis espectral del ruido en 1/3 de octava, sin filtro de ponderación.

b) Se calculará la diferencia:

$$Lt = Lf - Ls$$

Donde:

- Lf = nivel de presión sonora de la banda f, que contiene el tono emergente.
- Ls = media aritmética de los dos niveles siguientes, el de la banda situada inmediatamente por encima de f y el de la banda situada inmediatamente por debajo de f.

c) Se determinará la presencia o la ausencia de componentes tonales y el valor del parámetro de corrección K_t aplicando la tabla siguiente:

Tabla 4.2. Obtención de K_t

Banda de frecuencia 1/3 de octava	Lt en dB	Componente tonal K_t en dB
De 20 a 125 Hz	Si Lt < 8	0
	Si 8 <= Lt <= 12	3
	Si Lt > 12	6
De 160 a 400 Hz	Si Lt < 5	0
	Si 5 <= Lt <= 8	3
	Si Lt > 8	6
De 500 a 10000 Hz	Si Lt < 3	0
	Si 3 <= Lt <= 5	3
	Si Lt > 5	6

d) En el supuesto de la presencia de más de una componente tonal emergente se adoptará como valor del parámetro K_t, el mayor de los correspondientes a cada una de ellas.

Para el caso de la medición del tráfico rodado llevado a cabo, no se encontró ningún componente tonal emergente, por lo que K_t=0. El espectro del ruido en tercios de octava queda de la siguiente forma:

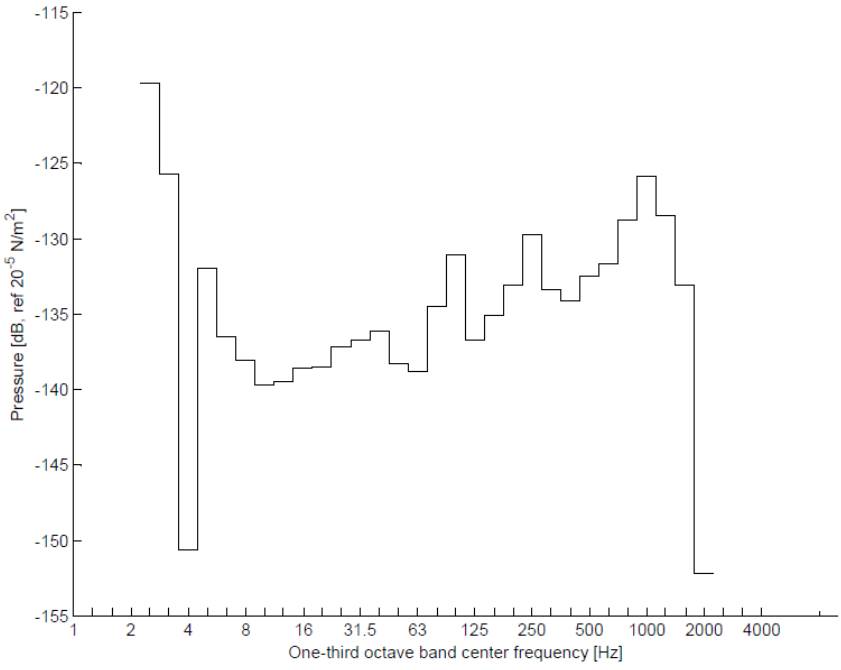


Figura 4.5. Espectro del ruido del tráfico rodado en 1/3 de octava

- K_f = parámetro de corrección para evaluar la molestia o los efectos nocivos por la presencia de componentes de baja frecuencia definido en el anexo IV del Real Decreto 1367/2007.

  Se introduce este parámetro porque la percepción y los efectos del ruido a frecuencias bajas difieren del de las frecuencias medias y altas. Y el filtro de ponderación A reduce su nivel de presión notablemente, por lo que se compara el valor de los dBA con los dBC (tras aplicar el filtro de ponderación frecuencial C) y si difieren considerablemente habrá que corregir el nivel de presión sonora continuo equivalente ponderado A ($L_{Aeq,T}$).

  La ponderación frecuencial C provoca una reducción del nivel de presión sonora tanto para frecuencias bajas como para las altas, pero esta reducción en las primeras es inferior a la que realiza la ponderación A. Viene representada por la siguiente expresión según la norma UNE-EN 61672-1:2014:

$$C(f) = 10\log\left(\frac{f_4^2 f^2}{(f^2+f_1^2)(f^2+f_4^2)}\right)^2 dB - C_{1000} \qquad (5.6)$$

  Donde:

  - f_1=20,60 Hz
  - f_2=107,7 Hz
  - f_3=737,9 Hz
  - f_4=12194 Hz
  - C_{1000}= -2,000 dB

  Un nivel de presión sonora constante de 100 dB tras aplicar el filtro de ponderación C quedaría de la siguiente forma:

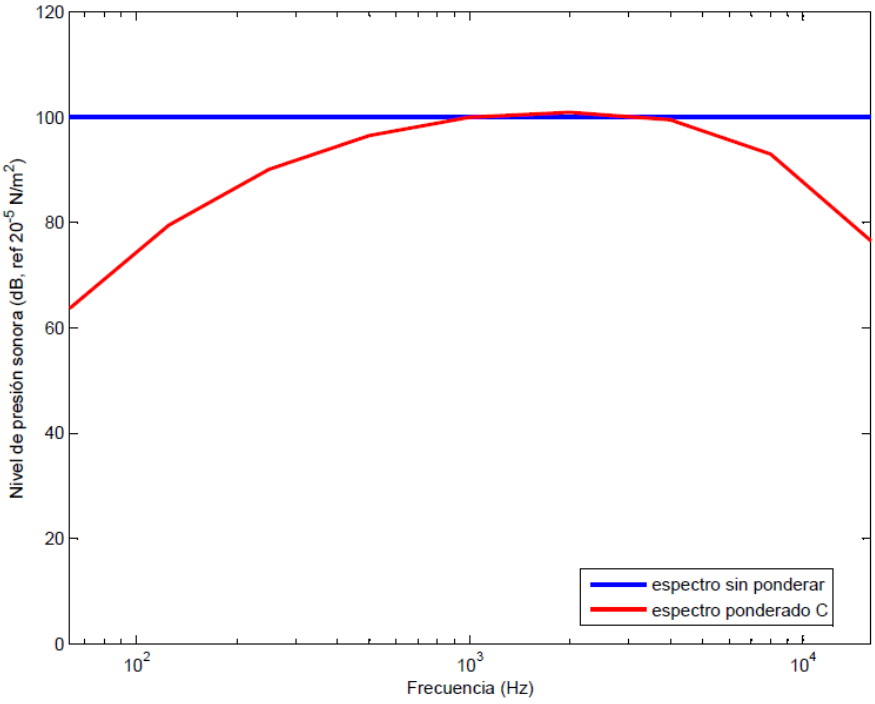


Figura 4.6. Diferencia entre un espectro sin ponderar y un espectro ponderado C

El procedimiento para la evaluación detallada del ruido por la presencia de componentes de baja frecuencia es el siguiente:

a) Se medirán los niveles de presión sonora con las ponderaciones frecuenciales A y C.

b) Se calculará la diferencia entre los valores obtenidos tras los filtros de ponderación, debidamente corregidos por ruido de fondo:

$$Lf = L_{Ceq,Ti} - L_{Aeq,Ti}$$

c) Se determina la presencia o la ausencia de componentes de baja frecuencia y el valor del parámetro de corrección K_f aplicando la tabla siguiente:

Tabla 4.3. Obtención de K_f

Lf en dB	**Componente de baja frecuencia K_f en dB**
Si Lf <= 10	0
Si 10 > Lf <= 15	3
Si Lf >15	6

Para el caso de la medición del tráfico rodado llevado a cabo, no se encontraron componentes de baja frecuencia, con Lf=3,106 por lo que el parámetro de corrección K_f=0.

Sí que hay que anotar que el ruido de baja frecuencia producido por los aparatos de medida sí que es considerable, por lo que se procedió a filtrarlo para el cálculo del nivel de presión sonora ponderado C ($L_{Ceq,T}$) al igual que se hizo anteriormente para el cálculo del nivel de presión sonora ponderado A ($L_{Aeq,T}$). Se consigue así que no aparezcan resultados incorrectos, que llegaban a dar valores de infinito. Tras este filtro, los valores obtenidos sí son razonables.

- K_i = parámetro de corrección para evaluar la molestia o los efectos nocivos por la presencia de ruido de carácter impulsivo definido en el anexo IV del Real Decreto 1367/2007.

  Se introduce este parámetro por si existiera un cambio de nivel transitorio brusco y elevado en un corto intervalo de tiempo, generalmente inferior a 1 segundo, que conllevaría una alta molestia que es necesario cuantificar.

  El procedimiento para la evaluación detallada del ruido por la presencia de componentes impulsivos es el siguiente:

  a) Se medirán los niveles de presión sonora continuo equivalente ponderado A, en una determinada fase de ruido de duración T_i segundos, en la cual se percibe el ruido impulsivo, $L_{Aeq,Ti}$, y con la constante temporal impulso (I) del equipo de medida, $L_{AIeq,Ti}$

  b) Se calculará la diferencia entre los valores obtenidos, debidamente corregidos por ruido de fondo:

$$Li = L_{AIeq,Ti} - L_{Aeq,Ti}$$

c) Se determinará la presencia o la ausencia de componente impulsiva y el valor del parámetro de corrección K_i aplicando la tabla siguiente:

Tabla 4.4. Obtención de K_i

Li en dB	**Componente impulsiva K_i en dB**
Si Li <= 10	0
Si 10 > Li <= 15	3
Si Li >15	6

Para el caso de la medición del tráfico rodado llevado a cabo, no se encontraron ruidos de carácter impulsivo, por lo que K_i=0.

Conociendo estos datos puede obtenerse entonces el valor del índice de ruido continuo equivalente corregido según la expresión 5.2: $L_{Keq,T}$ = 52,4

Al extrapolarlo a una situación a largo plazo, suponiendo que las mediciones de cada día de toma de datos son similares, se obtendría un valor de L_d alrededor de 52. Entrando en la Tabla A1 (valores límite de inmisión de ruido aplicables a nuevas infraestructuras viarias, ferroviarias y aeroportuarias) del Anexo III del RD 1367/2007 se observa que el valor límite mínimo para cualquier tipo de área acústica es 55, que coincide con el tipo de área que se está estudiando (con predominio de uso docente). Esto confirma que la infraestructura viaria estudiada cumple con la normativa y con los objetivos de calidad acústica.

Como resumen, ha podido comprobarse que la metodología empleada supone un proceso muy mecánico a partir del cual, una vez programado, pueden obtenerse rápidamente los índices acústicos a partir de una serie de mediciones (presiones sonoras) que pueden realizarse para cualquier tipo de tráfico (rodado, ferroviario, aeroportuario o portuario). Y, en concreto para el tráfico rodado, al realizarse sobre distintas infraestructuras viarias de las ciudades pueden elaborarse mapas de ruido, para establecer qué áreas requieren medidas especiales para reducir la contaminación acústica y mejorar el bienestar de las personas.

CONCLUSIONES

Con este Trabajo Fin de Grado se ha querido demostrar que el ruido está estrechamente relacionado con la Ingeniería Civil y que puede utilizarse para diversas aplicaciones.

En primer lugar, la medición de ruido emitido por una estructura resulta una ventaja a la hora de obtener sus frecuencias naturales y sus correspondientes modos de vibración, para conocer su respuesta dinámica y evitar problemas relacionados con este aspecto, como la resonancia, que puede provocar la rotura o desplazamientos y vibraciones inadmisibles. La medición de ruido con un micrófono supone una mayor facilidad que la colocación de acelerómetros a lo largo de toda la estructura, el otro procedimiento experimental con el que pueden obtenerse, además de ser más económico. No obstante, a lo largo de este Trabajo Fin de Grado, se ha llegado a la conclusión de que es recomendable emplear ambos métodos de forma simultánea, para contrastar los resultados obtenidos, por lo que se explicará a continuación.

Primero, porque si un acelerómetro se ha colocado en un nodo de uno de los modos de vibración, no sufrirá ninguna respuesta en la Función de Respuesta en Frecuencia para su frecuencia asociada, no pudiendo obtener esa frecuencia natural. Sin embargo, si también se ha medido el ruido, sí podría obtenerse al observar la amplificación provocada por el ruido. Pudiendo ocurrir también que la de las aceleraciones no sea muy pronunciada y la del ruido sí, como ocurrió para la segunda frecuencia natural del carril UIC 60 ensayado, por lo que en ese caso fue más efectivo obtenerla mediante el ruido.

Y segundo, porque los micrófonos son más sensibles que el oído humano, y detectan ruidos que parecen inapreciables, sobre todo a baja frecuencia. Pudiendo considerar que algunas frecuencias son frecuencias naturales de la estructura estudiada, cuando en realidad no lo son. Pero al compararlos con los resultados debidos a las aceleraciones se puede comprobar si lo son realmente o no. Por ello, también es fundamental medir el ruido de fondo para no confundirlo con el ruido emitido por la estructura y poder obtener así las frecuencias naturales reales de la misma.

Además, es de gran utilidad utilizar modelos numéricos para preveer el comportamiento de las estructuras, pero los datos a introducir pueden no ser exactos. Como la longitud, la inercia o la masa (al poder haber pérdida de esta debido a la corrosión). Por lo que una obtención de los parámetros modales de forma experimental, mediante la medición de ruido y vibraciones, supondrá siempre un menor margen de error, ya que no se necesita introducir ninguno de estos parámetros.

Por otro lado, se ha podido comprobar la importancia del ruido para otra apliación relacionada con la Ingeniería Civil. Esto se debe a que se están estableciendo criterios acústicos cada vez más estrictos en numerosos países, controlando las emisiones de ruido producidas por diversas infraestructuras (viarias, ferroviarias, aeroportuarias y porturarias). Son criterios y valores límite que ya hay que tener en cuenta, por ejemplo en España según la Ley del Ruido, para las nuevas construcciones. Por lo que es importante también la medición de ruido para este aspecto, pudiendo determinar los índices acústicos emitidos por cualquier infraestructura, como se ha realizado en este Trabajo Fin de Grado con el tráfico rodado, para comprobar si cumple con la normativa.

Si no se cumplen estos criterios, se deben minimizar las respuestas acústicas de las infraestructuras,

obteniendo para qué frecuencias la respuesta acústica es mayor, como se procedió para el primer ensayo realizado. Esto se aplica tanto para las estructuras en sí, como para los vehículos que circulan por ella.

Para las estructuras, es muy importante entonces determinar cuál es el rango de frecuencias de excitación, aspecto en el que la normativa española debe profundizar. Ya que actualmente lo único que existen son especificaciones que aparecen en la RPX-95 [9]. Ni en la Instrucción de Acero Estructural (EAE) [7] ni en la nueva IAP-11[8] aparecen modelos de cargas a aplicar, únicamente algunos límites de confort.

Y por otro lado, para los vehículos, se están realizando últimamente muchos estudios experimentales de ruido sobre automóviles, cabinas de helicóptero, autobuses, etc, aprovechando el acoplamiento acústico-estructural. Todos verifican la efectividad de utilizar el ruido para disminuir tanto las emisiones acústicas como las vibraciones.

En este Trabajo Fin de Grado se ha demostrado que también es efectivo para aplicarlo a estructuras de Ingeniería Civil. Por lo que, en un futuro, con micrófonos que solo recojan el ruido emitido por ellas y no el de los demás elementos del exterior, puede que se reduzca el uso de acelerómetros y se convierta en un método más empleado, más económico y totalmente eficaz para obtener las propiedades dinámicas de las estructuras y poder minimizar su respuesta.

DESARROLLOS FUTUROS

Como desarrollos futuros, destacaría el estudio sobre cómo varían las frecuencias naturales de diversas estructuras al modificar sus propiedades o condiciones de contorno, obteniéndolas a partir de la metodología seguida en este Trabajo Fin de Grado (más allá del uso de amortiguadores que suponen un alto coste). Para así, tras llevar a cabo un modelo de cargas en el que se obtenga el intervalo de frecuencias en el que se encuentran las excitaciones, poder evitar que las frecuencias naturales de la estructura estén próximas a ellas. Consiguiendo una reducción de la respuesta de la estructura antes las cargas externas.

De la misma forma, se podría realizar también un estudio experimental sobre cómo varían los índices de ruido emitidos por carreteras existentes al modificar las condiciones de su entorno (barreras de seguridad, vegetación, medianas, pantallas, etc.). O también al modificar de los espesores de las capas del firme. Así, podría llegar a reducirse en gran medida la contaminación acústica que no deja de aumentar cada día en numerosas ciudades.

BIBLIOGRAFÍA

[1] HACAR, M.A., ALARCÓN, E. *Elementos de dinámica aplicada a las estructuras.* Edix, 1971.

[2] IBAÑEZ, P. *Methods for the identification of dynamic parameters of mathematical structural models from experimental data.*1974*.*

[3] CLOUGH, R. W., PENZIEN, J. *Dynamics of structures.* Berkeley: 1975.

[5] CLARK, S.K. *Dinámica de elementos continuos.* Barcelona: Reverté, 1975.

[5] LEUNG, Y.T. *Dynamics of structural vibrations by frequency dependent matrices and modal analysis*. Ashton, 1976.

[6] CHOPRA, A.K. *Dynamics of structures. Theory and applications to earthquake engineering.* Prentice Hall, New Jersey: 1995.

[7] *Instrucción de Acero Estructural (EAE*). Madrid: Ministerio de Fomento. Centro de Publicaciones: 2011.

[8] *Instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera (IAP-11).* Dirección General de Carreteras, Madrid: Ministerio de Fomento. Centro de Publicaciones, 2011.

[9] *Recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos para carreteras (RPX-95)*. Dirección General de Carreteras, Madrid: Ministerio de Fomento. Centro de Publicaciones, 2003.

[10] ZIVANOVIC, S., PAVIC, A., REYNOLDS, P. Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation: a literature review. *Journal of Sound and Vibration,* 279 (1-2), 2005, PP. 1-74.

[11] Sétra (Service d'Etudes Techniques des Routes et Autoroutes): *Footbridges. Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading*.

[12] PAZ, M. *Dinámica estructural: teoría y cálculo.* Barcelona: Reverté, 2009. ISBN 84-291-4854-X

[13] ZIENKIEWICZ, O.C., TAYLOR, R. L., NITHIARASU, P. *The finite element method*. 3rd Edition McGraw-Hill, 1986.

[14] DOMÍNGUEZ, J. *Boundary elements in dynamics*. Southampton: Computational Mechanics Publications and Elsevier Applied Science, 1993.

[15] NELSON, P. La medicion y analisis de las vibraciones como tecnica de inspeccion de equipos y componentes, aplicaciones, normativas y certificación. Disponible en: http://www.aaende.org.ar/sitio/material/confchile.pdf

[16] WEIPING D., HUALING C. Research on the Interior Noise Contributed from a Local Panel's Vibration of an Elastic Thin–Walled Cavity. *Applied Acoustics,* 63:95–102. 2002.

[17] LUO J., GEA H.C. Modal Sensitivity Analysis of Coupled Acoustic–Structural Systems. *Journal of Vibration and Acoustics*, 119:545–550. 1997.

[18] SCARPA, F. Parametric Sensitivity Analysis of Coupled Acoustic–Structural Systems. *Journal of Vibration and Acoustics,*122:109–115. 2000.

[19] SANDBERG, J., GORANSSON P. A Symmetric Finite Element Formulation for Acoustic Fluid–Structure Interaction Analysis. *Journal of Sound and Vibration*,123:507–515.1998.

[20] SUNG, S.H., NEFSKE, D.J.A. Coupled Structural–Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis. *Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design*, 106:314–318. 1984.

[21] GOSWAMI P.P, RUDOLPHI T.J., RIZZO F.J., SHIPPY D.J. A Boundary Element Model for Acoustic–Elastic Interaction with Applications in Ultrasonic NDE. *Journal of Nondestructive Evaluation*, 9:101–112. 1990.

[22] YANG T.C., TSENG C.H., LING S.F. A Boundary–Element–Based Optimization Technique for Design of Enclosure Acoustical Treatments. *Journal of the Acoustical Society of America*, 98:302–312. 1995.

[23] REYNDERS, E. System identification methods for (operational) modal analysis: review and comparison. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 19(1):51-124, 2012.

[24] CITARELLA, R., FEDERICO, L., CICATIELLO, A. Modal acoustic transfer vector approach in a FEM-BEM vibro-acoustic analysis. En: *Engineering Analysis with Boundary Elements*. 2007, no. 31, pp. 248-258

[25] Ley del Ruido (Ley 37/2003 de 17 de noviembre). Boletín Oficial del Estado, nº 276, 2003, 18 de noviembre.

[26] Real Decreto 1513/2005, de 16 de diciembre, por el que se desarrolla la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido, en lo referente a la evaluación y gestión del ruido ambiental. Boletín Oficial del Estado, nº 301, 2005, 17 de diciembre.

[27] Real Decreto 1367/2007, de 19 de octubre, por el que se desarrolla la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido, en lo referente a zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas. Boletín Oficial del Estado, nº 254, 2007, 23 de octubre.

[28] PIERRO, E., MUCCHI, E., SORIA, L., VECCHIO, A. On the vibro-acoustical operational modal analysis of a helicopter cabin. En: *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2009, no. 23, pp. 1205-1217

[29] TEJADA, A.M. *Análisis dinámico de estructuras en el dominio de la frecuencia.* Madrid, 2011. Disponible en: http://oa.upm.es/9546/1/Alejandro_de_Miguel_Tejada.pdf

[30] EWINS, D.J. *Modal testing:theory and practice*. Research Studies Press LTD, Somerset: 1985.

[31] Norma UNE-ISO 1996-1:2005. Descripción, medición y evaluación del ruido ambiental. Parte 1: Magnitudes básicas y métodos de evaluación.

[32] Norma UNE-EN 61672-1:2014. Sonómetros. Parte 1: Especificaciones.

ANEXO

- bfrec.m

```
function [kf]=bfrec(Laeq,r,fs)      %Parámetro kf (componentes de baja
frecuencia)
N=size(r,1);
f=[fs/N:fs/N:fs];
C=pondC(f(1:N/2));                  %Filtro de ponderación C

%Filtro del ruido baja frecuencia
ChebyOrder=3;
ChebyRipple=0.1;
ChebyFreq=10;
[Bf,Af]=cheby1(ChebyOrder,ChebyRipple,ChebyFreq/fs*2,'high');
r=filter(Bf,Af,r);
r=filter(Bf,Af,r);
r=filter(Bf,Af,r);

rf=fft(r);                          %Dominio de la frecuencia

p0=2*10^-5;                         %Presión de referencia
L=20.*log10(abs(rf)/p0);            %Nivel de presión sonora (dB)

%Aplicación del filtro de ponderación C
p=zeros(N*0.5,1);
for i=1:N/2
   p(i)=L(i)+C(i);
end

%Eliminación del ruido de baja frecuencia
nstatic=2000; %3Hz
p(1:nstatic)=interp1(f(nstatic+1:nstatic+100)',p(nstatic+1:nstatic+100),f(
1:nstatic),'nearest','extrap');
p=[p;p(end:-1:1,:)];
pc=real(ifft(p,'symmetric'));       %Dominio del tiempo

t=[1/fs:1/fs:N/fs];
At=t(end)-t(end-1);
T=N/fs-1/fs;

%Según anexo IV REAL DECRETO 1367/2007
s=sum(10.^(abs(pc)/10)*At);
Lceq=10*log10(1/T*s);               %Nivel de presión sonora ponderado C
Lf=Lceq-Laeq;
if Lf<=10, kf=0; end
if (10<=Lf)&&(Lf<=15), kf=3; end
if Lf>15, kf=6; end
```

- iLaeq.m

```
function [Laeq,t]=iLaeq(r,fs)        %Índice Laeq
                                     %nivel de presión sonora continuo
                                     equivalente ponderado A
N=size(r,2);
f=[fs/N:fs/N:fs];
A=pondA(f(1:N/2));                   %Filtro de ponderación A

%Filtro del ruido baja frecuencia
ChebyOrder=3;
ChebyRipple=0.1;
ChebyFreq=10;
[Bf,Af]=cheby1(ChebyOrder,ChebyRipple,ChebyFreq/fs*2,'high');
r=filter(Bf,Af,r);
r=filter(Bf,Af,r);
r=filter(Bf,Af,r);

rf=fft(r);                           %Dominio de la frecuencia

p0=2*10^-5;                          %Presión de referencia
L=20.*log10(abs(rf)/p0);             %Nivel de presión sonora (dB)

%Aplicación del filtro de ponderación A
p=zeros(N*0.5,1);
for i=1:N/2
   p(i)=L(i)+A(i);
end

%Eliminación del ruido de baja frecuencia
nstatic=2000; %3Hz
p(1:nstatic)=interp1(f(nstatic+1:nstatic+100)',p(nstatic+1:nstatic+100),f(
1:nstatic),'nearest','extrap');
p=[p;p(end:-1:1,:)];

pa=real(ifft(p,'symmetric'));        %Dominio del tiempo

t=[1/fs:1/fs:N/fs];
At=t(end)-t(end-1);
T=N/fs-1/fs;

%Según la norma ISO 1996-1: 1987
s=sum(10.^(pa/10)*At);
Laeq=10*log10(1/T*s);
```

- imp.m

```
function [ki]=imp(Laeq)         %Parámetro ki (ruido de carácter impulsivo)

LaIeq=Laeq;              %si no existen ruidos impulsivos en la medición

%Según anexo IV REAL DECRETO 1367/2007
Li=LaIeq-Laeq;
if Li<=10, ki=0; end
if (10<=Li)&&(Li<=15), ki=3; end
if Li>15, ki=6; end
```

- modalcarril.m

```
%Obtención de los parámetros modales del carril UIC 60
clear
close all
clc
nimp=5;                                 %número de impactos
fs=4096;                                %frecuencia de muestreo
deltat=1/fs;
hammer=6;

%Ruido de fondo
load('./carril/Recording-2.mat');
r=Channel_1_Data;
clear Channel_1_Data Channel_1_Header
ruido_fft=fft(r)/fs;                            %unidades N/Hz
frff=ruido_fft;

%Ensayo
for iimp=1:nimp
labelfile=char(['./carril/Recording-15.',int2str(iimp),'.mat']);
load(labelfile);

%Limpiar martillo
ven=zeros(40960,1);
plot(Channel_6_Data)
ven(4096:4101)=1;
plot(ven)
Channel_6_Data=Channel_6_Data.*ven;
plot(Channel_6_Data)
barh(Channel_6_Data)

data(:,1)=Channel_1_Data;
data(:,2)=Channel_2_Data;
data(:,3)=Channel_3_Data;
data(:,4)=Channel_4_Data;
data(:,5)=Channel_5_Data;
data(:,6)=Channel_6_Data;

clear Channel_1_Data Channel_2_Data Channel_3_Data Channel_4_Data
Channel_5_Data Channel_6_Data
clear Channel_1_Header Channel_2_Header Channel_3_Header Channel_4_Header
Channel_5_Header Channel_6_Header

nloc=size(data,2)-2;                    %número de acelerómetros

%Se transforma al dominio de la frecuencia usando la FFT
data_fft(:,:,iimp)=fft(data)/fs;                        %unidades N/Hz
data_fft2(:,:,iimp)=fft(data(:,2:6))/fs;

    for iloc=1:nloc
        frf(:,iloc,iimp)=data_fft(:,iloc,iimp)./data_fft(:,hammer,iimp);

[coh(:,iloc,iimp),fc]=mscohere(data(:,iloc),data(:,hammer),[],[],[],fs);
        frf2(:,iloc,iimp)=data_fft2(:,iloc,iimp)./data_fft(:,hammer,iimp);
    end
end

nfreq=size(frf,1);
nfreqf=size(frff,1);
```

```
df=fs/nfreq;
dff=fs/nfreqf;
freq=df:df:fs;
freqf=dff:dff:fs;
for iloc=1:nloc                         %Valor medio de los impactos
    for ifreq=1:nfreq
        frf_media(ifreq,iloc)=mean(frf(ifreq,iloc,:));
        frf_media2(ifreq,iloc)=mean(frf2(ifreq,iloc,:));
    end
end
for iloc=1:nloc                         %Valor medio de los impactos
    for ifreq=1:size(fc)
        coh_media(ifreq,iloc)=mean(coh(ifreq,iloc,:));
    end
end

time=deltat:deltat:size(data,1)*deltat;


%Gráficas
close all

figure
plot(time,data(:,2));
xlabel('Time [s]','FontSize',12);
ylabel('Acceleration [m/s^2]','FontSize',12)

figure
plot(time,data(:,6));
xlabel('Time [s]','FontSize',12);
ylabel('Force [N]','FontSize',12)

figure
plot(freq(1:(nfreq)/2),10*abs(squeeze(frf_media(1:(nfreq)/2,1))),'-b');
hold on
plot(freq(1:(nfreq)/2),abs(squeeze(frf_media(1:(nfreq)/2,4))),'-r');
hold on
plot(freqf(1:(nfreqf)/2),abs(squeeze(frff(1:(nfreqf)/2,1))),':g');
xlabel('Frequency [Hz]','FontSize',12);
ylabel('FRF [m/s^2/N]','FontSize',12)

figure
plot(freq(1:(nfreq)/2),imag(squeeze(frf_media(1:(nfreq)/2,:))));
xlabel('Frequency [Hz]','FontSize',12);
ylabel('Imag FRF [m/s^2/N]','FontSize',12)

figure
plot(fc,abs(squeeze(coh_media(:,:))));
xlabel('Frequency [Hz]','FontSize',12);
ylabel('Coherence','FontSize',12)

%Modos de vibración
ind1=24.1*10;
ind2=49.2*10;
ind3=188.1*10;
ind4=306.7*10;
x=[0;1;2;3;4;5];
modo1=zeros(6,1);
modo2=zeros(6,1);
modo3=zeros(6,1);
```

```
modo4=zeros(6,1);
modo1(2:1:end-1)=imag(frf_media2(ind1,:));
modo2(2:1:end-1)=imag(frf_media2(ind2,:));
modo3(2:1:end-1)=imag(frf_media2(ind3,:));
modo4(2:1:end-1)=imag(frf_media2(ind4,:));
figure
plot(x,modo1,'-or')
hold on
plot(x,modo2,'-ob')
plot(x,modo3,'-og')
plot(x,modo4,'-ok')

%comparación con los modos de ansys
xx=0:0.5:5;
y1=[0;-0.13200E-01;-0.25395E-01;-0.35653E-01;-0.43129E-01;-0.47103E-01;-
0.47002E-01;-0.42419E-01;-0.33105E-01;-0.18961E-01;0];
y2=[0;0.32676E-01;0.60678E-01;0.80408E-01;0.89500E-01;0.87228E-
01;0.74693E-01;0.54775E-01;0.31884E-01;0.11557E-01;0];
y3=[0;0.55738E-01;0.85545E-01;0.78946E-01;0.39341E-01;-0.17045E-01;-
0.67606E-01;-0.92535E-01;-0.83064E-01;-0.45552E-01;0];
y4=[0;0.36005E-01;0.44334E-01;0.22705E-01;-0.14275E-01;-0.43353E-01;-
0.46806E-01;-0.23631E-01;0.90652E-02;0.24814E-01;0];
figure
plot(x,modo1,'-or')
hold on
plot(xx,2.7*y1,'-c')
figure
plot(x,modo2,'-ob')
hold on
plot(xx,2.3*y2,'-c')
figure
plot(x,-modo3,'-og')
hold on
plot(xx,20*y3,'-c')
figure
plot(x,modo4,'-ok')
hold on
plot(xx,40*y4,'-c')
```

- pondA.m

```
function [A]=pondA(f)
%   Ponderación en frecuencia A
%      norma UNE 61672-1:2014
f1=20.6;
f2=107.7;
f3=737.9;
f4=12194;

A1000=-2;

A=20.*log10((f4^2*f.^4)./((f.^2+f1^2).*(f.^2+f2^2).^(1/2).*(f.^2+f3^2).^(1
/2).*(f.^2+f4^2)))-A1000;
```

- pondC.m

```
function [C]=pondC(f)
%   Ponderación en frecuencia C
%       norma UNE 61672-1:2014
f1=20.6;
f4=12194;

C1000=-0.062;

C=20.*log10((f4^2*f.^2)./((f.^2+f1^2).*(f.^2+f4^2)))-C1000;
```

- tonal.m

```
function [kt]=tonal(b,c)     %Parámetro kt (componentes tonales emergentes)
N=size(b,1);
j=1;
v=zeros(N/2,1);
k=[];
for i=3:2:N-3
    Lf=c(i);
    L1=c(i-1);
    L2=c(i+2);
    Ls=(L1+L2)/2;
    %Según anexo IV REAL DECRETO 1367/2007
    Lt=Lf-Ls;
    if (20<=b(i))&&(b(i)<=125)
        if Lt<8, k=0; end
        if (8<=Lt)&&(Lt<=12), k=3; end
        if Lt>12, k=6; end
    end
    if (160<=b(i))&&(b(i)<=400)
        if Lt<5, k=0; end
        if (5<=Lt)&&(Lt<=8), k=3; end
        if Lt>8, k=6; end
    end
    if (500<=b(i))&&(b(i)<=10000)
        if Lt<3, k=0; end
        if (3<=Lt)&&(Lt<=5), k=3; end
        if Lt>5, k=6; end
    end
if isempty(k)==1, k=0; end
v(j)=k;
j=j+1;
k=[];
end
for j=1:(N/2-1)
    kt=max(v(j),v(j+1));
end
```

- trafico.m

```
%Obtención del índice Lkeq por la medición de tráfico rodado
clear all
close all
clc

fs=4096;                                    %Frecuencia de muestreo
deltat=1/fs;
hammer=1;

load('./trafico/Recording-2.mat');          %Se cargan los datos
data=Channel_1_Data;
clear Channel_1_Data Channel_1_Header

[Laeq,t]=iLaeq(data',fs);                   %Índice Laeq

%Bandas de tercio de octava
[iT1,jT1,iT2,jT2,iT3,jT3,T1,T2,T3]=dintrainperiods(data,fs);
[Y,cf]=thirds(data,fs,[],[],iT2,jT2);
[b,c]=thirds2plot(Y,cf);
figure
hold on
plot(b,20*log10(abs(c)/2*10^-5),'Linewidth',1,'Color',[0 0 0])
set(gca,'XScale','log')
set(gca,'XTick',[1 1.25 1.6 2 2.5 3.15 4 5 6.3 8 10 12.5 16 20 25 31.5 40
50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 500 630 800 1000 1250 1600 2000 2500
3150 4000])
set(gca,'XTickLabel',{'1','','','2','','','4','','','8','','','16','','','
31.5','','','63','','','125','','','250','','','500','','','1000','','','2
000','','','4000'})
xlabel('One-third octave band center frequency [Hz]');
ylabel('Pressure [dB, ref 20^{-5} N/m^2]');

[kt]=tonal(b,c);            %Párametro kt (componentes tonales emergentes)
[kf]=bfrec(Laeq,data,fs);   %Parámetro kf (componentes de baja frecuencia)
[ki]=imp(Laeq);             %Parámetro ki (ruido de carácter impulsivo)

k3=kt+kf+ki;
if k3>9, k3=9; end

Lkeq=Laeq+k3                %Índice Lkeq anexo I REAL DECRETO 1367/2007
```