

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA

ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR DE GANDIA

Master en Ingeniería Acústica



UNIVERSIDAD
POLITECNICA
DE VALENCIA



ESCUELA POLITECNICA
SUPERIOR DE GANDIA

“Estudio del comportamiento vibratorio de estructuras acopladas”

TESIS DE MASTER

Autor:
Carlos Hervás González

Director/es:
D. Jesús Alba Fernández
D. Jaime Ramis Soriano

GANDIA, 2009

Estudio del comportamiento vibratorio de estructuras acopladas.

Autor: Carlos Hervás González

Director1: Jesús Alba Fernández

Director2: Jaime Ramis Soriano

Resumen

En este trabajo se realiza una contribución al estudio de la cuantificación de las pérdidas energéticas que se producen al propagarse perturbaciones de tipo mecánico en sistemas acoplados formados por barras y placas unidas o conectadas de diferente forma.

El trabajo presenta una orientación marcadamente experimental y debe ser ubicado en el contexto de investigación de acústica de la edificación, más concretamente, en el problema de la cuantificación del ruido que se transmite vía estructural.

Los resultados de este trabajo pueden resultar de interés para adaptarse a un modelo numérico de elementos finitos con el objetivo de determinar el factor de pérdida de acoplamiento.

Abstract

This work is a contribution to the study of quantification of energy losses that occur by propagation of mechanical disturbances in a coupled system consisting of beams and plates connected in different ways.

The work presents an orientation to experimental and should be placed in the context of research what is known as the acoustics of the building, more specifically, the problem of quantifying the noise that is transmitted by the structure.

The results of this work may be of interest to fit a numerical Finite Element Model in order to determine the coupling loss factor.

Autor: Carlos Hervás González, email: carhergo@epsg.upv.es

Fecha de entrega: 03-12-10

ÍNDICE

I. OBJETO Y ANTECEDENTES	3
II. CONCEPTOS	6
II.1. Dinámica estructural.....	6
II.2. Vibraciones en sistemas continuos (barras/vigas).....	14
II.3. Rigidez dinámica.....	17
II.4. Statistical Energy Analysis.....	19
III. DESARROLLO	24
III.1. Barra continua/discontinua y cambio de sección	31
III.2. Estructura en L y T.....	37
III.3. Esquina simple/doble	44
III.4. Cruceta	49
IV. CONCLUSIONES	52
Agradecimientos	54
Referencias	54
Anexos	55

I. OBJETO Y ANTECEDENTES.

El objetivo de este trabajo que se presenta para su evaluación como Tesis de Máster Universitario en Ingeniería Acústica es realizar una **contribución al estudio de la cuantificación de las pérdidas energéticas que se producen al propagarse perturbaciones de tipo mecánico en sistemas acoplados** formados por barras y placas unidas o conectadas de diferente forma.

El trabajo presenta **una orientación marcadamente experimental** y debe ser ubicado en el contexto de investigación acústica en la edificación y, más concretamente, en el problema de la cuantificación del ruido que se transmite vía estructural. Como sabemos, el sonido que se transmite de un recinto (emisor) a otro (receptor) lo hace a través de dos caminos: el aéreo y el estructural. Se dispone de modelos analíticos y numéricos para predecir con mucha aproximación las pérdidas por transmisión (aislamiento a ruido aéreo) que se producen en una partición. Sin embargo, los modelos disponibles para cuantificar la contribución de los flancos (estructura) ni son todo lo precisos ni todo lo manejables que sería deseable.

Llegados a este punto, hay que señalar que la normativa [1, 2, 3] proporciona herramientas para la predicción. Sin embargo, ni están todas las herramientas que se necesitan y, además, son mejorables. De acuerdo con esta normativa, la transmisión por flancos puede cuantificarse mediante el llamado índice de reducción vibracional (K_{ij}). Este índice está relacionado con el flujo energético transmitido a través de las uniones entre elementos. En la normativa citada se recogen ecuaciones empíricas para algunas soluciones constructivas.

Por otra parte, el procedimiento experimental para determinar la transmisión por flancos en laboratorio que se presenta en la norma [4], viene siendo aplicado para medidas in situ.

El proyecto de investigación en el que se inscribe esta tesis (BIA2007-68098-C02-01 y BIA2007-68098-C02-02) aborda la problemática que se ha apuntado más arriba. El proyecto pretende proporcionar herramientas para predecir con mayor precisión el aislamiento acústico entre recintos partiendo de las siguientes líneas de trabajo:

1. Medidas con modelos a escala.
2. Medidas in situ de aislamiento a ruido aéreo y de impacto.
3. Simulaciones numéricas para ajustar los resultados anteriores (principalmente en Elementos Finitos).

Un primer ajuste de las simulaciones vendría dado por las ecuaciones de la normativa. Los resultados de las medidas con modelos a escala proporcionarían una segunda aproximación más precisa al modelo real.

Para ilustrar lo anterior, en la figura 1 se muestran algunos de los modelos a escala utilizados.



Fig.1. Algunos de los modelos a escala estudiados

La marcha de las investigaciones del Proyecto ha conducido a la necesidad de reconsiderar el punto de partida y abordar problemas “más simples” y comenzar desde “el principio” para dejar claras las bases. Esta decisión es la que ha condicionado los contenidos de este trabajo. En efecto, antes de considerar una esquina era necesario tener claro lo que ocurría en una estructura tipo “L” y en una doble esquina lo que ocurría en una tipo “L”. Pero, además, era necesario saber cómo se propagaba una perturbación en una barra para conocer lo que ocurriría en una “L” o en una “T”.

Una vez expuesta la contextualización que debe tomarse como referencia, es conveniente retomar el objetivo general planteado al inicio de esta sección para desglosarlo en objetivos más concretos:

- a) Implementar una metodología de trabajo para cuantificar la energía que por unidad de área y de tiempo se propaga a través de una barra así como a través de la unión de un sistema acoplado formado por varias barras (tipo L y T).
- b) Estudiar el efecto en cuanto al comportamiento vibratorio de colocar material absorbente en la superficie de las barras.
- c) Proponer un setup experimental y una metodología de trabajo para cuantificar las pérdidas energéticas que se producen en la discontinuidad de una barra.
- d) Proponer un setup experimental y una metodología de trabajo para cuantificar el efecto que produce la instalación de un suelo flotante.

Estos objetivos, además de ser valiosos por sí mismos, suministrarán datos de entrada para simulaciones. Sin datos no hay simulaciones y sin simulaciones no hay predicciones y si no podemos predecir, nos quedamos en la descripción y por tanto sin paradigma.

Para lograr estos objetivos se ha optado por organizar el trabajo de acuerdo con los siguientes apartados:

1. Objeto y antecedentes, donde se plantean los objetivos y contextualiza el problema.
2. Conceptos, en el que se realiza una revisión de los contenidos necesarios para comprender en su globalidad el trabajo. En concreto, se revisan algunos conceptos sobre dinámica de vibraciones en sistemas discretos (sección 1) y continuos del tipo barra o viga (sección 2). En la sección 3 se estudia el concepto de rigidez dinámica de un material por su

importancia en el cálculo de la mejora proporcionada por suelos flotantes. Por último, en la 4 y última sección de este apartado se describe el método SEA (Statistical Energy Analysis) que de una u otra forma está presente en los modelos en los que está basada la normativa actual.

3. Desarrollo, donde se estudian secuencialmente: a) los sistemas tipo barra (con y sin discontinuidades) y con cambio de sección, b) Las estructuras tipo L y T, c) Las configuraciones en esquina simple y doble esquina y, por último d) Una cruceta.
4. Conclusiones, donde se recopilan los resultados que se consideran más importantes del trabajo.

II. CONCEPTOS.

II.1 DINÁMICA ESTRUCTURAL.

El comportamiento dinámico de un sistema, es decir, la respuesta del mismo frente a una perturbación variable en el tiempo, depende de las características inerciales del mismo, así como de la forma en la que se deforma y disipa energía. Dicha respuesta se puede expresar en forma de desplazamientos, velocidades o aceleraciones.

En esta sección se muestra una secuencia de conceptos básicos necesarios para abordar cualquier problema de dinámica estructural. Un primer paso por los sistemas de un grado de libertad, la ecuación diferencial de un oscilador simple y la respuesta de dichos sistemas sometidos a excitaciones armónicas o excitaciones dinámicas generales.

En dinámica estructural, se conoce como número de grados de libertad al número de coordenadas independientes necesario para especificar la configuración de un sistema en cualquier instante de tiempo. En general, una estructura continua posee un número infinito de grados de libertad, dificultad para realizar un análisis dinámico. Por ello, recurrimos a un modelo matemático, el cual nos va a permitir reducir de infinitos grados de libertad a un número discreto y en algunos casos a uno solo. El modelo matemático para un sistema con un grado de libertad posee los siguientes elementos: un elemento masa, m , propiedad de inercia de la estructura; un elemento resorte, k , fuerzas internas del sistema; un elemento amortiguador, c , características de fricción y las pérdidas de energía de la estructura; la fuerza de excitación, $F(t)$, fuerzas exteriores que actúan sobre el sistema estructural.

Antes de abordar el estudio de los métodos existentes para analizar la respuesta de un sistema estructural, debemos comprender las características de la respuesta estructural ante una sollicitación dinámica de tipo general.

La diferencia fundamental entre un comportamiento dinámico y estático es que el primero presenta una dependencia temporal con la sollicitación. Este hecho ocasiona la aparición, durante el movimiento, de fuerzas de inercia relacionadas con la masa del sistema. La energía cinética de las masas y la energía potencial almacenada en la estructura controlan el movimiento, mientras que el cociente entre la rigidez y la masa está relacionado con la frecuencia de oscilación.

La respuesta dinámica de sistemas estructurales se estudia por medio de modelos. Los modelos se clasifican en función del número de grados de libertad (GDL) los cuales se definen como el número de coordenadas independientes que es preciso especificar para definir el movimiento de un sistema. El modelo más sencillo es aquel que cuenta con un único grado de libertad, es decir, sólo es necesario especificar una coordenada para describir su movimiento. Emplear este modelo no implica que no puedan producirse otros movimientos, sino que estos son despreciables.

Cuando un sistema se excita con una fuerza externa, F aparecen unas fuerzas que se oponen con el fin de que éste vuelva a su posición de equilibrio. Estas fuerzas son:

- $F_k = k \cdot x$: fuerza elástica, relacionada con la rigidez del sistema.
- $F_c = c \cdot \dot{x}$: fuerza disipadora que, por simplicidad, será proporcional al coeficiente de amortiguamiento.
- $F_i = m \cdot \ddot{x}$: fuerza inercia, proporcional a la aceleración, siendo la constante de proporcionalidad la masa de la estructura.

La ecuación diferencial que describe el oscilador simple con amortiguamiento viscoso es:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = 0 \quad (1)$$

Como solución a la ecuación diferencial (ecuación 1) sabemos que una función exponencial de tipo $y = Ce^{pt}$ satisface la ecuación. Simplificando los factores comunes, llegamos a la ecuación característica del sistema (ecuación 2).

$$mp^2 + cp + k = 0 \quad (2)$$

Las raíces de la ecuación característica nos van a determinar la forma final de la ecuación del movimiento diferenciando tres casos de amortiguación: sistema con amortiguación crítica, sistema sobreamortiguado y sistema subamortiguado, que es el que nos interesa a partir de este punto. El primer caso, sistema con amortiguación crítica, puede definirse como el valor mínimo del coeficiente de amortiguación, c , para que el sistema no oscile cuando es excitado inicialmente, sino que retorne a su posición de equilibrio. En este caso, obtendremos un mismo valor para las dos raíces de la ecuación característica, por tanto, la solución general viene dada por la ecuación 3.

$$y(t) = (C_1 + C_2)e^{-(c_{cr}/2m)t} \quad (3)$$

Siendo c_{cr} el coeficiente de amortiguación crítica.

$$c_{cr} = 2\sqrt{km} \quad (4)$$

En el segundo caso, sistema sobreamortiguado, el coeficiente de amortiguación es mayor que el coeficiente de amortiguación crítica, $c > c_{cr}$. La solución viene dada por la ecuación 5.

$$y(t) = C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t} \quad (5)$$

Tanto en el sistema con amortiguación crítica como en el sobreamortiguado, el movimiento resultante no es oscilatorio; la magnitud del desplazamiento inicial decrece exponencialmente con el tiempo, hasta hacerse cero. En el tercer y último caso, sistema subamortiguado, el coeficiente de amortiguación es menor que el coeficiente de amortiguación crítica, $c < c_{cr}$, siendo las raíces de la ecuación 2 conjugadas complejas. El movimiento de un sistema subamortiguado con desplazamiento inicial y_0 , y con velocidad inicial, $v_0 = 0$ es oscilatorio pero no periódico y la amplitud de vibración no se mantiene constante sino que decrece en los ciclos sucesivos a pesar de que las oscilaciones ocurren en intervalos iguales de tiempo. La ecuación 6, es la solución a la ecuación del movimiento para un sistema subamortiguado.

$$y(t) = Ce^{-\xi\omega t} \cos(\omega_D t - \alpha) \quad (6)$$

$$C = \sqrt{y_0^2 + \frac{(v_0 + y_0 \xi \omega)^2}{\omega_D^2}} \quad (7)$$

$$\tan \alpha = \frac{(v_0 + y_0 \xi \omega)}{\omega_D y_0} \quad (8)$$

ξ es la razón de amortiguación del sistema y su ecuación se corresponde con el cociente entre el coeficiente de amortiguamiento y el coeficiente de amortiguamiento crítico. En la práctica, el valor del coeficiente de amortiguación en estructuras reales es considerablemente menor que el coeficiente crítico de amortiguación, siendo su valor entre el 2% y el 20% del valor crítico.

$$\omega_D = \omega \sqrt{1 - \xi^2} = 0.98\omega \quad (9)$$

Por esta razón, la frecuencia natural de un sistema con amortiguación se considera igual a la frecuencia calculada en el sistema sin amortiguación.

Un método práctico para determinar experimentalmente el coeficiente de amortiguación de un sistema, consiste en iniciar su vibración libre, obtener una representación gráfica del movimiento vibratorio y medir la proporción en que decrece la amplitud del movimiento. Dicha proporción, se expresa como decremento logarítmico, δ , logaritmo natural de la razón de dos amplitudes máximas consecutivas. Considerando las dos amplitudes máximas como:

$$y_1 = C e^{-\xi \omega t_1} \quad y_2 = C e^{-\xi \omega t_2} \quad (10)$$

Obtenemos como decremento logarítmico

$$\delta = \ln \frac{y_1}{y_2} = \xi \omega T_D = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (11)$$

Que para valores pequeños de la razón de amortiguación, el decremento logarítmico se puede aproximar por

$$\delta \approx 2\pi\xi \quad (12)$$

En muchos casos, las estructuras están sometidas a la acción de maquinaria que produce excitaciones armónicas. Por ello, es conveniente estudiar el movimiento de estructuras idealizadas como sistemas con un solo grado de libertad con excitaciones armónicas. Este tipo de excitación se expresa como una función seno, coseno o exponencial y puede ser tratada matemáticamente para estructuras con o sin amortiguación. La ecuación diferencial del movimiento para un sistema lineal con un grado de libertad bajo influencia de una amortiguación viscosa viene determinada por la ecuación 13.

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_0 \sin \bar{\omega}t \quad (13)$$

$$\ddot{y} + 2\xi\omega\dot{y} + \omega^2 y = \frac{F_0}{m} \sin \bar{\omega}t \quad (14)$$

En la cual, ω , es la frecuencia natural de vibración del sistema, $\bar{\omega}$, es la frecuencia de la fuerza aplicada y ξ , es la razón de amortiguación.

La respuesta total se obtiene sumando la solución complementaria (respuesta transitoria) y la solución particular (respuesta permanente) de la ecuación 14.

$$y(t) = y_c(t) + y_p(t) \quad (15)$$

$$y(t) = e^{-\xi\omega t} (A \cos \omega_D t + B \sin \omega_D t) + \frac{y_{st} \sin(\bar{\omega}t - \theta)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2r\xi)^2}} \quad (16)$$

El factor con exponente negativo que pertenece a la solución complementaria hará que la componente transitoria desaparezca con el tiempo dejando solamente el movimiento permanente. A y B se calculan a partir de las condiciones iniciales, r, es la razón de frecuencias (frecuencia de la fuerza aplicada, frecuencia natural), θ , es el ángulo de fase

$$\theta = \tan^{-1} \frac{2r\xi}{1-r^2} \quad (17)$$

Es señaladamente significativa cuando la razón de frecuencias toma valor unitario ($r = 1$), condición de resonancia, en la cual la amplitud del movimiento toma valores muy altos en un sistema con amortiguación y tiende a infinito en el sistema sin amortiguación.

En apartados anteriores hemos visto como obtener la amortiguación en un sistema con un grado de libertad calculando el decremento logarítmico. A continuación, se presentan otras dos técnicas experimentales para determinar la amortiguación:

- Determinación de la amortiguación en la condición de resonancia.
- Determinación de la amortiguación por el método del ancho de banda.

En el primero, se recurre a la excitación armónica de la estructura en un intervalo de frecuencias cercano a la frecuencia resonante, basado en observaciones de la respuesta permanente.

$$D_m(\text{amplificación dinámica}) = \frac{Y_m(\text{amplitud máxima})}{y_{st}(\text{desplazamiento estático})} \quad (18)$$

Este método puede presentar problemas en el cálculo del desplazamiento estático ($y_{st} = F_0/k$) ya que frecuentemente es difícil aplicar una fuerza estática a la estructura.

En el segundo método, se ha de medir el ancho de banda a $1/\sqrt{2}$ de la amplitud máxima. Las frecuencias que corresponden a este ancho de banda f_1 y f_2 , son también conocidas como puntos de media potencia. Finalmente, la razón de amortiguación está dada, aproximadamente por la mitad de la diferencia entre estas razones de frecuencias de media potencia.

$$\xi = \frac{1}{2} \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega} = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \quad (19)$$

En dinámica estructural, hay que tener en cuenta dos situaciones que afectan a la hora de enfrentarnos a problemas de aislamiento anti vibratorio.

En primer lugar, consideremos el caso en que el apoyo del oscilador simple que modela la estructura está sujeto a un movimiento armónico. La ecuación 20 expresa la transmisión relativa del movimiento del apoyo al oscilador.

$$\frac{y(t)}{y_0} = \frac{\sqrt{1 + (2r\xi)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2r\xi)^2}} \sin(\bar{\omega}t + \beta - \theta) \quad (20)$$

La razón entre la amplitud del movimiento, Y , del oscilador y la amplitud, y_0 , del movimiento del soporte es el grado de aislamiento relativo conocido como transmisibilidad.

$$Tr = \frac{Y}{y_0} = \frac{\sqrt{1 + (2r\xi)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2r\xi)^2}} \quad (21)$$

Se puede observar que todas las curvas pasan por un mismo punto para la razón de frecuencias, $r = \sqrt{2}$. Para frecuencias mayores a este valor, la amortiguación tiende a reducir la efectividad del aislamiento anti vibratorio.

En segundo lugar, la importancia se centra en la fuerza que se transmite al cimiento, que de forma análoga al caso anterior, la transmisibilidad está definida como la razón entre la amplitud de la fuerza transmitida al cimiento y la amplitud de la fuerza aplicada.

$$Tr = \frac{A_T}{F_0} = \frac{\sqrt{1 + (2r\xi)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2r\xi)^2}} \quad (22)$$

Resulta de interés, que ambas transmisibilidades, tanto la transmisión del movimiento del cimiento a la estructura como la transmisión de una fuerza desde la estructura al cimiento, están dadas exactamente por la misma función.

Acercándonos cada vez más al comportamiento real de las estructuras, somos conscientes que en muchos casos, se encuentran sometidas a excitaciones no armónicas. En ese caso, la respuesta a dichas excitaciones dinámicas, clasificadas como generales, puede obtenerse mediante una integral (Integral de Duhamel).

Una excitación impulsiva es una excitación aplicada durante un corto intervalo de tiempo. El impulso a este tipo de excitación se define como el producto de la fuerza por el tiempo de su duración. Cuando este impulso actúa sobre un cuerpo de masa, m , produce un cambio de velocidad δv , dado por la ley del movimiento de Newton.

$$\delta v = \frac{F(\tau)\delta\tau}{m} \quad (23)$$

$F(\tau)\delta\tau$ es el impulso y δv el incremento de velocidad que puede ser considerado como la velocidad inicial de la masa en el instante τ . Si aplicamos este impulso al oscilador simple sin amortiguación, la función de la excitación puede considerarse como una serie de impulsos cortos, que se representan a incrementos de tiempo $\delta\tau$, cada uno de los cuales produce una respuesta diferencial en el tiempo t de la forma

$$\delta y(t) = \frac{F(\tau)\delta\tau}{m\omega} \sin \omega(t - \tau) \quad (24)$$

Por tanto, el desplazamiento total en el instante t debido a la acción continua de la fuerza $F(\tau)$ está dado por la suma de los desplazamientos diferenciales $\delta y(t)$ desde el instante $\tau = 0$ al instante $\tau = t$.

$$y(t) = \frac{1}{m\omega} \int_0^t F(\tau) \sin \omega(t - \tau) \delta\tau \quad (25)$$

La integral en la ecuación 25, se conoce como la integral de Duhamel y representa el desplazamiento total producido por la fuerza excitante aplicada a un oscilador simple sin amortiguación e incluye ambos componentes del movimiento, el permanente y el transitorio. En consecuencia, el desplazamiento total de un sistema con un grado de libertad sin amortiguación producido por una fuerza arbitraria incluyendo el desplazamiento y la velocidad inicial se muestra en la ecuación 26.

$$y(t) = y_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{1}{m\omega} \int_0^t F(\tau) \sin(t - \tau) \delta\tau \quad (26)$$

En el caso de aplicar una fuerza continua, el desplazamiento máximo en un sistema lineal producido por una fuerza constante aplicada repentinamente, es el doble que el desplazamiento causado por la misma fuerza aplicada estáticamente.

Trasladado el caso a un sistema amortiguado, la respuesta expresada por la integral de Duhamel, se obtiene de manera equivalente al análisis del sistema sin amortiguación, excepto que el impulso que produce una velocidad inicial (ecuación 24), se sustituye en la ecuación correspondiente a la vibración libre con amortiguación. Sumando los términos de las respuestas diferenciales durante el tiempo de la excitación obtenemos la respuesta de un sistema amortiguado en función de la integral de Duhamel.

$$y(t) = \frac{1}{m\omega_D} \int_0^t F(\tau) e^{-\xi\omega(t-\tau)} \sin \omega_D(t - \tau) \delta\tau \quad (27)$$

En los apartados previos, se ha focalizado el estudio de dinámica estructural en el dominio del tiempo. La aplicación de la serie de Fourier, es una alternativa al análisis común en el dominio del tiempo permitiendo de igual modo, determinar la respuesta de un sistema a fuerzas periódicas y la respuesta de un sistema a fuerzas no periódicas en el dominio de la frecuencia.

Recordemos que una función periódica puede expresarse como la suma de un número infinito de términos de seno y coseno (serie de Fourier).

$$F(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \{a_n \cos n\omega t + a_n \sin n\omega t\} \quad (28)$$

Donde a_0 , representa el valor medio de la función periódica $F(t)$ y ω la frecuencia.

La respuesta de un sistema con un grado de libertad a una fuerza periódica, representada por su serie de Fourier, resulta ser la superposición de la respuesta del sistema a cada componente de la serie. Por consiguiente, la respuesta total de un sistema sin amortiguación con un grado de libertad, puede expresarse como la superposición de las respuestas a todos los términos de fuerza de la serie, incluyendo la respuesta a_0/K (solución permanente) debida a la fuerza constante a_0 .

$$y(t) = \frac{a_0}{k} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{1 - r_n^2} \left(\frac{a_n}{k} \cos n\omega t + \frac{a_n}{k} \sin n\omega t \right) \quad (29)$$

$$r_n = n\omega/\omega \quad (30)$$

$$\omega = \sqrt{k/m} \quad (31)$$

Cuando se considera la amortiguación en el sistema, la respuesta total está dada por la superposición de todos los términos, además del término debido a la constante a_0 de la serie.

$$y(t) = \frac{a_0}{k} + \frac{1}{k} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{a_n 2r_n \xi + b_n (1 - r_n^2)}{(1 - r_n^2)^2 + (2r_n \xi)^2} \sin n\omega t + \frac{a_n (1 - r_n^2) - b_n 2r_n^2 \xi}{(1 - r_n^2)^2 + (2r_n \xi)^2} \cos n\omega t \right\} \quad (32)$$

En resumen, una función periódica puede expresarse por una serie de Fourier (ecuación 32), cuyos términos son funciones seno y coseno de frecuencias sucesivas múltiplos de la frecuencia fundamental. La respuesta del sistema dinámico se obtiene como la superposición de las respuestas para cada término de las componentes de la excitación expresada por la serie de Fourier.

La extensión de la serie de Fourier a funciones no periódicas conduce a expresiones integrales que se conocen con el nombre de transformadas de Fourier. La forma discreta de estas transformadas, permite su empleo en aplicaciones numéricas.

La modelización mediante un único grado de libertad no siempre aporta resultados suficientemente precisos para el diseño final, ya que en la práctica, la totalidad de los sistemas estructurales exigen la modelización considerando la introducción de nuevos GDL.

En el cálculo dinámico, los GDL a considerar serán aquellos directamente relacionados con la distribución de masa del sistema. Resulta lógico pensar que toda distribución continua de masa tendrá infinitos GDL, pero afortunadamente, en la mayoría de casos, el movimiento del sistema estructural es tal que sólo es necesario especificar los n GDL más significativos.

Como es sabido, cuando las vibraciones libres tienen lugar a una de las frecuencias naturales, existe una relación entre las amplitudes correspondientes a las dos coordenadas y la configuración del sistema que se llama modo natural, normal o principal de vibración. Un sistema con n grados de libertad tiene n modos normales de vibración pertenecientes a las dos frecuencias naturales.

En todo sistema, tal y como se ha comentado al inicio de la sección, se pueden considerar las vibraciones naturales o libres, las amortiguadas libres, las forzadas con amortiguamiento y las forzadas sin amortiguamiento. En el caso que nos ocupa, se estudiará el caso de un sistema vibrante sometido a una fuerza excitante armónica [5].

A modo de resumen, podemos decir que las características del movimiento vibratorio dependen exclusivamente de las propiedades y distribución de la masa, rigidez y amortiguamiento. El movimiento vibratorio aparece a unas frecuencias concretas (naturales), y sigue una deformación definida por los denominados modos de vibración. El estudio de las vibraciones libres es fundamental para la caracterización de las propiedades mecánicas de los sistemas mecánicos.

La forma matricial de las ecuaciones de movimiento vibratorio del sistema, con n grados de libertad, aplicable a los sistemas dinámicos lineales es:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (33)$$

donde $[M]$ es la matriz cuadrada simétrica de inercia o masa de la estructura; $[c]$ la matriz cuadrada simétrica de coeficientes de amortiguamiento viscoso de la estructura; $[K]$ es la matriz cuadrada simétrica de rigidez de la estructura; $\{x\}$ es la matriz columna de desplazamientos generalizadas o elongaciones; $\{\dot{x}\}$: matriz columna de velocidades generalizadas o vibratorias; $\{\ddot{x}\}$: matriz columna de aceleraciones generalizadas; $\{F\}$: matriz columna de componentes de fuerza.

Se dice que un sistema mecánico presenta acoplamiento entre dos coordenadas generalizadas, cuando la variación de una de éstas produce una fuerza que tiende a modificar el valor de la otra. Según la naturaleza física de estas fuerzas hay acoplamiento dinámico, elástico o disipativo. Cuando las matrices cuadradas simétricas que intervienen en las ecuaciones del movimiento son todas diagonales, no existe acoplamiento entre ellas. Cada ecuación que contiene una coordenada, una velocidad y una aceleración generalizadas. Por tanto, es la ecuación de un movimiento vibratorio de un solo grado de libertad, independientemente de los movimientos en dirección de los restantes $n - 1$ grados de libertad y que puede resolverse por separado. Cuando las matrices cuadradas simétricas que intervienen en las ecuaciones del movimiento tienen algún componente o elemento distinto de los de la diagonal principal no nulo, aparecen acoplamientos entre las ecuaciones de movimiento, denominándose “coeficientes de acoplamiento”. Si analizamos el significado físico de los coeficientes de acoplamiento llegaremos a las siguientes conclusiones:

- $M_{i,j} \neq 0$: Aparece acoplamiento dinámico o de inercia
- $c_{i,j} \neq 0$: Aparece acoplamiento disipativo o amortiguamiento.
- $K_{i,j} \neq 0$: Aparece acoplamiento estructural o elástico.

Donde suponemos que $i \neq j$.

Para vibraciones no amortiguadas siempre es posible hallar un sistema de coordenadas que diagonalice simultáneamente las matrices de inercia y de rigidez. En cambio, para vibraciones amortiguadas, en general, no es posible hallar un sistema de coordenadas que diagonalice simultáneamente las tres matrices.

II.2 VIBRACIONES EN SISTEMAS CONTINUOS (BARRAS/VIGAS).

Todos los sólidos tienen las propiedades de resistencia y rigidez, son capaces de resistir cargas, dentro de unas limitaciones sin romperse y sin sufrir grandes variaciones en sus dimensiones geométricas.

Como es sabido, las fuerzas, miden la acción de los cuerpos entre sí. Considerando una estructura aislada de los cuerpos que la rodean, la acción de estos últimos sobre la estructura se sustituye por fuerzas que llamaremos exteriores. Según la distribución de dichas fuerzas, se clasifican como fuerzas de superficie (aplicadas a cierta área) o de volumen (distribuidas en el volumen). Suponemos un cuerpo en forma de barra, solicitado por una carga, es decir, por un sistema de fuerzas exteriores que se encuentra en equilibrio. Si se secciona mentalmente la barra en dos partes, puesto que se eliminan las ligaduras entre las partes, surge la necesidad de sustituir la acción de la parte derecha sobre la izquierda o viceversa por un sistema de fuerzas que actúa sobre la sección (sistema de fuerzas interiores). Estas fuerzas interiores están distribuidas de una manera compleja pero en todos los casos, se han de cumplir las condiciones de equilibrio de las dos partes de la barra por separado.

Conociendo las fuerzas exteriores, se clasifican los tipos de sollicitaciones de la barra. Si en las secciones de cierto tramo de la barra surge solamente la fuerza normal, N (orientada según la normal a la sección), mientras que el resto de las fuerzas interiores es igual a cero, entonces en este tramo, se produce tracción o compresión según sea la dirección de la fuerza N . Si en la sección transversal surge solamente el momento torsor, M_t (momento respecto al eje normal), la barra en este tramo trabaja exclusivamente a torsión. Y por último, cuando las fuerzas exteriores están aplicadas de manera tal que en las secciones transversales aparece solamente un momento flector, M_x o M_y , tiene lugar lo que se llama flexión pura (plano yz o xz). Generalmente, en la sección transversal, el momento flector va acompañado de una fuerza cortante Q_y , y en este caso se denomina flexión transversal (plano yz).

Una vez comprendidos los estados de sollicitación de una barra, descritos en el párrafo anterior, es necesario conocer qué tipo de vibración sufre un sistema con n grados de libertad ante la acción de una fuerza externa. Es por ello que en las siguientes líneas, se estudian las oscilaciones longitudinales de una barra homogénea y las oscilaciones transversales de una viga.

Ante un sistema que tiene n grados de libertad, el estudio de las oscilaciones se reduce a la solución de n ecuaciones diferenciales conjuntas. Cuando $n=\infty$, es decir, en el caso de un sistema de masas distribuidas surge la necesidad de resolver una sola ecuación pero en derivadas parciales.

Para comprender mejor la generación de oscilaciones longitudinales, veamos la barra prismática homogénea.

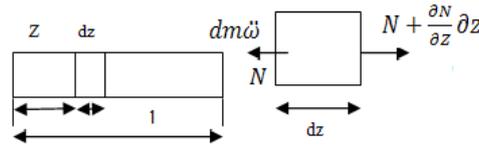


Fig.2.Barra prismática

La masa del elemento de la barra de longitud δz será $\delta m = \rho F \delta z$. De las condiciones de equilibrio del elemento, δz , se obtiene $N + \frac{\partial N}{\partial z} \delta z$.

$$\rho F \ddot{\omega} = \frac{\delta N}{\delta z} \tag{34}$$

Siendo ω , el desplazamiento axial en una sección variable. Por otra parte, el alargamiento del elemento se expresa como

$$\varepsilon = \frac{\partial \omega}{\partial z} = \frac{N}{EF} \tag{35}$$

Podemos llegar a una ecuación en que la magnitud que se busca, ω , es una función de dos variables independientes z y t , siendo su solución la siguiente ecuación.

$$\omega = Z \sin \omega t \tag{36}$$

$$Z = A \sin \sqrt{\frac{\rho \omega^2}{E}} z + B \cos \sqrt{\frac{\rho \omega^2}{E}} z \tag{37}$$

Las constantes A y B se determinan a partir de las condiciones de contorno de la barra (tabla 1).

Condición	
Libre en un extremo	$N=0; \left(\frac{\partial \omega}{\partial z} = \frac{\partial Z}{\partial z} = 0\right)$
Extremo empotrado	$\omega=Z=0$

Tabla 1: Condiciones de contorno

Aplicando la combinación de ambas condiciones, es decir, un extremo empotrado y el otro libre, entonces se obtiene para, ω , la solución mostrada en la ecuación 38.

$$\omega l \sqrt{\frac{\rho}{E}} = \frac{\pi}{2} (2n - 1) \tag{38}$$

De dicha ecuación, se obtiene una serie de valores consecutivos de las frecuencias propias de las oscilaciones longitudinales de la barra y de acuerdo a estas frecuencias pueden surgir los correspondientes estados de resonancia.

$$\omega = \frac{\pi}{2l} (2n - 1) \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \forall n, \text{ entero y arbitrario} \tag{39}$$

Las formas de las oscilaciones para diversos valores de n , se representa en la figura 3.

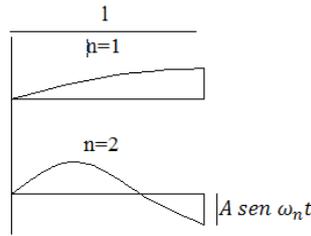


Fig.3. Formas de Oscilación longitudinal

La aparición de una u otra forma de las oscilaciones, depende, de las condiciones iniciales de generación de las oscilaciones propias.

En caso de las oscilaciones flexionantes se forma una secuencia infinita de frecuencias que, a diferencia de las oscilaciones longitudinales, son proporcionales a la segunda potencia de los números de la serie natural. La forma de la línea elástica de la viga durante las oscilaciones transversales se determina de la ecuación siguiente, siendo B=C=D=0 fruto de las condiciones de contorno.

$$Z = A \sin az + B \cos az + C \sinh az + D \cosh az = A \sin \frac{\pi n z}{l} \tag{40}$$

$$a = \frac{\pi n}{l} \tag{41}$$

En las oscilaciones correspondientes al tono fundamental, la viga se flexiona según una semionda de senoide. Cuando n=2 aparecen dos semiondas, cuando n=3, tres, etc.

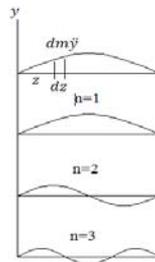


Fig.4. Oscilaciones

De acuerdo a estas frecuencias, cuando existen fuerzas exteriores que varían periódicamente, pueden aparecer estados de resonancia. Como se ha comentado anteriormente para el caso de las oscilaciones longitudinales, para las oscilaciones transversales, las amplitudes de las diversas formas de las oscilaciones propias también dependen de las condiciones iniciales que establece el tipo de perturbación. Si la perturbación tiene lugar en el centro de la viga, entonces la máxima amplitud corresponderá a la forma fundamental de oscilaciones y a las que tienen un número impar de semiondas. Si el golpe se da en las proximidades de uno de los apoyos, jugarán un papel importante las formas con un número par de semiondas.

Generalmente, en la práctica de los cálculos de las oscilaciones de los sistemas elásticos nos encontramos con vigas de rigidez variable y de masa distribuida de manera no uniforme. En estos casos, la determinación de las frecuencias de las oscilaciones propias por los métodos expuestos anteriormente, resulta complicado, por tanto es preferible optar por el uso de métodos aproximados.

II.3 RIGIDEZ DINÁMICA.

La rigidez dinámica se puede definir como la relación entre la fuerza dinámica y el desplazamiento dinámico. Dicha magnitud puede obtenerse de forma experimental según la norma [6] en la que el suelo flotante se modela como una capa elástica sobre la que se sitúa una placa metálica de masa determinada. Esta configuración se supone que se comporta como un sistema masa muelle de un solo grado de libertad.

En la normativa actual, este parámetro ha adquirido gran relevancia ya que es la magnitud que permite determinar la reducción de nivel de ruido de impactos, ΔL , proporcionada por un suelo flotante. En los modelos físicos que explican este fenómeno, ΔL se puede relacionar con la rigidez dinámica de la capa amortiguante y la masa por unidad de superficie de la losa flotante que actúa como suelo en acabado final.

La rigidez dinámica por unidad de superficie, s' , viene dada por la expresión siguiente:

$$s' = \frac{FS}{\Delta d} \quad (42)$$

Donde, S, es la superficie de la muestra, F, la fuerza dinámica perpendicular a la muestra, y Δd es el cambio dinámico resultante en el espesor del material elástico.

Asimismo, la norma citada anteriormente, describe un procedimiento de ensayo basado en un método de resonancia, en el cual, se obtiene la rigidez dinámica aparente.

$$S'_t = 4\pi^2 m'_t f_r^2 \quad (43)$$

Siendo f_r , la frecuencia de resonancia en las condiciones de ensayo (Hz) y m'_t la masa total por unidad de superficie empleada durante el ensayo (Kg/m²).

$$m'_t = \frac{m_{\text{placa}} + m_{\text{acelerómetro}} + m_{\text{martillo}}}{l * l} \quad (44)$$

Para obtener la rigidez dinámica (S') a partir de la rigidez dinámica aparente (S'_t) se tiene en cuenta la resistividad al flujo de aire del material bajo ensayo.

En caso de alta resistividad al flujo de aire ($r > 100$ Kpas/m²) o baja resistividad al flujo de aire ($r < 10$ Kpas/m²)

$$S' = S'_t \quad (45)$$

En caso de resistividad intermedia al flujo de aire (100 Kpas/m² $< r < 10$ Kpas/m²)

$$S' = S'_t + P_0 / d\varepsilon \quad (46)$$

A partir del valor de rigidez dinámica del material elástico se puede obtener la frecuencia (f_0) natural del suelo flotante.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left(\sqrt{\frac{S'}{m_t}} \right) \quad (47)$$

Donde, m_i es la masa por unidad de área de la carga situada sobre el material elástico. Llegados a este punto y siguiendo las instrucciones de la norma citada se puede predecir la mejora de impacto aportada por el material bajo ensayo para diferentes soluciones de suelo flotante. Se puede distinguir:

a) Suelo flotante a base de arenas/cemento o sulfatos de calcio:

$$\Delta L = 30 \log \left(\frac{f}{f_0} \right) \quad (48)$$

b) Suelo flotante tipo asfáltico y suelo flotante seco:

$$\Delta L = 40 \log \left(\frac{f}{f_0} \right) \quad (49)$$

Probablemente, estas expresiones sean demasiado simples para predecir el efecto real de un suelo flotante.

II.4 STATISTICAL ENERGY ANALYSIS (SEA)

Un análisis pormenorizado de grandes estructuras o recintos se vuelve inaccesible y en muchos casos innecesarios debido a las numerosas fuentes de incertidumbre que presentan los problemas habituales en acústica de la edificación. No es, por tanto, sorprendente que el método SEA que trabaja con promediados energéticos, se haya desarrollado y sus conclusiones sean de gran interés práctico.

El método SEA se desarrolló en los años 60 al aplicar estudios sobre sistemas acoplados a problemas acústicos. Como origen del método suelen citarse los trabajos de Lyon sobre osciladores lineales acoplados [7,8], Smith [9] y Maidanik [10]. Otras referencias de gran interés son [11,12]. A continuación se presenta un resumen de los principales resultados aplicables al problema que nos ocupa extraído básicamente de [13,14].

La naturaleza estadística de SEA permite modelar con menos grados de libertad un sistema con muchos subsistemas resonantes, considerando como sistema resonante cualquier parte del sistema que oscila relativamente de forma independiente, y está caracterizado por una alta densidad modal en el rango de frecuencias de interés.

Relaciones básicas en SEA.

Los parámetros básicos que caracterizan a un subsistema i son su energía E_i y su densidad modal, n_i . Se supone que la energía está uniformemente distribuida de forma que cada modo contiene la energía E_i/n_i . Dados dos resonadores, 1 y 2, caracterizados cada uno de ellos por su frecuencia de resonancia f_i , su masa m , su resistencia de pérdidas, su rigidez s_i y conectados por s , se puede demostrar que el flujo de potencia medio entre ambos viene dado por:

$$\begin{aligned} \overline{W}_{12} &= \beta \left(\frac{m_1 \overline{v}_1^2}{2} - \frac{m_2 \overline{v}_2^2}{2} \right) \\ \delta_i &= \frac{r_i}{2m_i}; \\ \beta &= \frac{2}{m_1 m_2} \frac{s^2 (\delta_1 + \delta_2)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + (\delta_1 + \delta_2)(\delta_1 \omega_2^2 + \delta_2 \omega_1^2)} \end{aligned} \quad (50)$$

Es decir, el flujo de potencia promedio es proporcional a la diferencia de energías cinéticas medias. El factor de proporcionalidad depende de la rigidez del acoplo, de la diferencia entre las frecuencias de resonancia y del amortiguamiento.

Considerando dos sistemas i y j , el flujo de potencia entre ambos dependerá de densidad de energía modales de cada subsistema:

$$W_{eff} = \omega \eta_{ij} n_i \left(\frac{E_i}{n_i} - \frac{E_j}{n_j} \right) = W_{ij} - W_{ji}; \quad (51)$$

Cambiando los índices en esta relación se llega a:

$$\eta_{ij}n_i = \eta_{ji}n_j \quad (52)$$

El factor de pérdidas η_{ij} se le llama Factor de pérdidas de acoplo (Coupling Loss Factor=CLF).

Se define el factor de pérdidas total (Total Loss Factor=TLF):

$$n_i = \eta_{ii} + \sum_{j(j \neq i)} \eta_{ij} \quad (53)$$

Conviene recordar que una hipótesis generalmente asumida en la teoría de los osciladores acoplados es la llamada “acoplo débil”, en el que los factores de acoplo, η_{ij} , son mucho menores que el factor de pérdidas total.

Respuesta de una estructura sometida a una excitación.

La velocidad de una estructura finita sometida a una fuerza puede expresarse como:

$$v(x) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Phi_n(x) F_n}{(\bar{\omega}_n^2 - \omega^2)} \quad (54)$$

$$\bar{\omega}_n^2 = \omega_n^2 (1 - j\eta)$$

Donde η es el factor de pérdidas, F_n el parámetro de excitación modal y Φ_n las funciones modales.

Se puede demostrar que, despreciando términos de segundo orden, la energía cinética media se puede obtener:

$$\bar{E}_K \approx \frac{\pi |F_n^2| \Delta N}{4\eta \omega^2 \Delta \omega} \quad (55)$$

Un caso concreto de interés es aquel en el que la fuerza fuente se puede expresar en la forma:

$$F(x) = -j\omega F_0 \delta(x - x_0) \quad (56)$$

En estas condiciones

$$F_n = -j\omega \int F_0 \delta(x - x_0) \Phi_n(x) dx = -j\omega F_0 \Phi_n(x_0) \quad (57)$$

$$F_n^2 = \omega^2 F_0^2 \Phi_n^2(x_0)$$

A partir de este resultado, se puede llegar a la ecuación:

$$|F_n^2| = \dots = \omega^2 |F_0^2| / M \quad (58)$$

siendo M la M total del sistema.

De los resultados anteriores

$$\bar{E}_K \approx \frac{\pi F_0^2 \Delta N}{4\eta \omega M \Delta \omega} \quad (59)$$

Por tanto, la velocidad cuadrática media

$$|\bar{v}^2| \approx \frac{\pi F_0^2}{2\eta\omega M^2} \frac{\Delta N}{\Delta\omega} \quad (60)$$

Y para una excitación de banda ancha:

$$|\bar{v}^2| = \frac{1}{\Delta\omega} \int |v^2| d\omega = \frac{\pi F_0^2}{2\eta\omega_0 M^2} \frac{1}{\Delta\omega} \quad (61)$$

Es decir, un sistema con ΔN modos en la banda $\Delta\omega$, tiene la misma respuesta promedio que ΔN sistemas masa resorte con la misma resonancia.

Formulación SEA para el caso del estado estacionario.

En SEA, desde el punto de vista acústico, se manejan flujos de potencia entre campos reverberantes, sea entre recintos y paredes o entre paredes y juntas. En este trabajo nos referimos en todo momento a transmisión vía estructural. La idea básica en describir la transmisión sonora en una construcción (sistema) en estado estacionario mediante el flujo de potencia entre subsistemas. Un subsistema es cualquier parte del sistema que oscila relativamente de forma independiente, y está caracterizado por una alta densidad modal en el rango de frecuencias de interés.

En el estado estacionario, la energía total del subsistema i , E_i , es constante:

$$\frac{d}{dt} E_i = 0 \Rightarrow E_i = cte \quad (62)$$

Para este subsistema, la ecuación del balance de potencias puede escribirse en la forma:

$$W_{TOTALIN} = W_{TOTALOUT} \quad (63)$$

$$W_{SOURCE} + \sum_{j(j \neq i)} W_{ji} = W_{i,i} + \sum_{j(j \neq i)} W_{ij}$$

Las ecuaciones de SEA se simplifican notablemente cuando el acoplo entre elementos (subsistemas) es grande, esto es, cuando el factor de pérdidas del material es mucho más pequeño que los factores de acoplo. En efecto, el balance energético en el caso de dos elementos acoplados

$$\begin{aligned} \omega(\eta_1 + \eta_{12})M_1|v_1^2| - \omega\eta_{21}M_2|v_2^2| &= 2W_{i1} \\ -\omega\eta_{22}M_1|v_1^2| + \omega(\eta_2 + \eta_{21})M_2|v_2^2| &= 2W_{i2} \end{aligned} \quad (64)$$

Donde W_{i2} es el flujo de potencia que llega a la frontera del subsistema 2. De aquí, podemos encontrar:

$$\frac{|v_1^2|}{|v_2^2|} = \frac{M_2}{M_1} \frac{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{21}(W_{i2}/W_{i1})}{\eta_{12} + (\eta_1 + \eta_{12})(W_{i2}/W_{i1})} \quad (65)$$

Para acoplo fuerte, esto es, η_2 mucho menor que η_{21} y η_1 mucho menor que η_{12} :

$$\frac{|v_1^2|}{|v_2^2|} \approx \frac{M_2 \eta_{21}}{M_1 \eta_{12}} = \frac{M_2 \Delta N_1}{M_1 \Delta N_2} \quad (66)$$

$$\frac{M_1 |v_1^2|}{M_2 |v_2^2|} = \frac{E_{c,1}}{E_{c,2}} \approx \frac{\Delta N_1}{\Delta N_2}$$

Las anteriores ecuaciones proporcionan las bases para la determinación experimental de los factores de acoplo.

Formulación SEA para el estado transitorio (proceso reverberante).

En contraste con el estado estacionario, la energía de cada subsistema, E_i , no es constante,

$$\frac{d}{dt} E_i \neq 0 \Rightarrow E_i \neq cte \quad (67)$$

Consideremos el subsistema i . Cuando se interrumpe el suministro energético, la energía va disminuyendo. La ecuación que describe este proceso es:

$$\frac{d}{dt} E_i(t) = \sum_{j(j \neq i)} \omega \eta_{ji} E_j - \omega \eta_i E_i = -W_{Loss,i}(t) \quad (68)$$

Si se desprecian los flujos energéticos desde otros subsistemas, entonces el término que contiene los factores de pérdidas de acoplo en la ecuación (21) desaparece y la solución para $E_i(t)$ es de tipo exponencial, esto es:

$$W_{Loss,i}(t) = -\frac{d}{dt} E_i(t) = \omega \eta_i E_i(t) \Rightarrow E_i(t) = E_{0i}(t) e^{-\omega \eta_i t} \quad (69)$$

En este caso, las curvas de caída, serían exponenciales. Sin embargo, en la mayoría de las ocasiones el flujo energético proveniente de otros subsistemas cercanos no puede despreciarse. Por ejemplo, en el caso de dos elementos acoplados, por similitud con el caso de salas acopladas, es de esperar que nos encontremos con ecuaciones para la velocidad media cuadrática en cada uno de los elementos, del tipo:

$$v_1^2(t) = v_{11}^2 e^{-\omega \eta_1 t} + v_{12}^2 e^{-\omega \eta_2 t} \quad (70)$$

$$v_2^2(t) = v_{21}^2 e^{-\omega \eta_1 t} + v_{22}^2 e^{-\omega \eta_2 t}$$

Para afrontar el problema, un planteamiento es definir un nuevo factor de pérdidas de forma que:

$$W_{Loss,i}(t) = -\frac{d}{dt} E_i(t) = \omega \eta_{Loss,i}(t) E_i(t) \quad (71)$$

En este caso el balance energético puede escribirse en la forma:

$$-\omega \eta_{Loss,i}(t) E_i(t) = \sum_{j(j \neq i)} \omega \eta_{ji} E_j(t) \quad (72)$$

Y la solución:

$$\eta_{Loss,i}(t) = \eta_i - \sum_{j(j \neq i)} \omega \eta_{ji} \frac{E_j(t)}{E_i(t)} \quad (73)$$

Este factor de pérdidas es el único que puede ser determinado experimentalmente.

En la siguiente figura, se puede apreciar un diagrama de flujo para la construcción y validación de un modelo SEA.

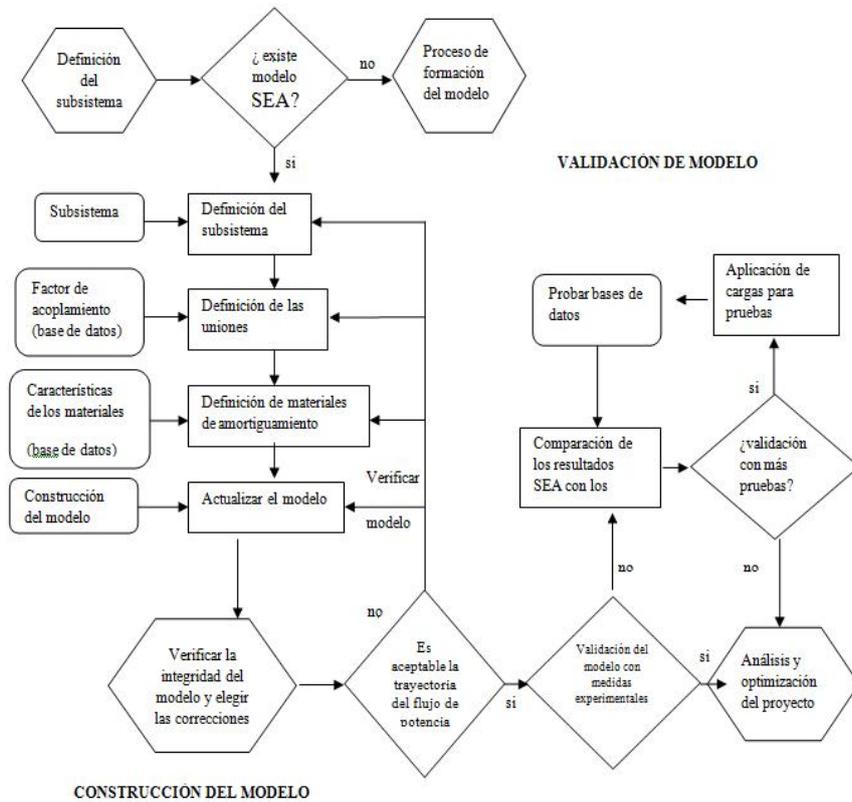


Fig.5. Construcción y validación del un modelo SEA. Diagrama de flujo

A la hora de definir un modelo SEA para una estructura, es necesario trabajar sobre ciertos parámetros o magnitudes básicas que puedan utilizarse para obtener una medida de la energía global del sistema o subsistema, como puede ser la aceleración o velocidad en diferentes puntos de la estructura. Además es crucial determinar las pérdidas de amortiguación (DLF), pérdidas por acoplamiento (CLF), para lo cual, si el modelo debe ajustarse a partir de datos experimentales disponer de herramientas fiables para determinar la energía que por unidad de área y de tiempo (intensidad) atraviesa una superficie.

III. DESARROLLO.

Este capítulo se ha organizado de la siguiente forma. En primer lugar se hace una pequeña reflexión sobre la metodología de medida con una pequeña revisión conceptual. A continuación se describe la configuración de medida y la técnica utilizada para la caracterización del material que se ha utilizado para construir las estructuras. Finalmente se describe el proceso para escoger la condición de contorno más conveniente y la resolución del mallado que se debe aplicar en las medidas.

Cuestiones preliminares sobre la metodología de medida.

El interés del presente trabajo, como su título indica, se centra en el estudio del comportamiento vibratorio de diferentes estructuras acopladas, es decir, estamos interesados en adquirir conocimiento sobre las variaciones instantáneas que sufre una estructura acoplada cuando se somete a un estado de vibración. Distinguiremos dos tipos de situaciones: transitoria y estacionaria, que según los parámetros de interés, se aplicarán a las diferentes estructuras.

Como se ha comentado al final del capítulo II, para describir como vibra una estructura o que efectos tiene acoplarla a otra, es necesario trabajar sobre ciertos parámetros o magnitudes básicas como puede ser la aceleración o velocidad en diferentes puntos de la estructura. Además de ello, también resulta de interés obtener, las pérdidas de amortiguación (DLF), pérdidas por acoplamiento (CLF) así como la intensidad o flujo de potencia. Las contribuciones para obtener este parámetro has sido, en su mayoría, obtenida simplificando mucho el problema considerando estructuras quasi-ideales, donde sólo influye un tipo de onda (por ejemplo, de flexión, longitudinal, torsional) o, de otra forma, se supone que la mayoría de potencia se encuentra en un tipo de onda, despreciando los efectos que producen las otras sobre la estudiada. Para proponer modelos es necesario disponer de resultados experimentales precisos es necesario disponer de herramientas que permitan separar la cantidad de flujo de potencia que se debe a cada tipo de onda. A continuación, se realiza una revisión de los diferentes estudios de vibraciones en estructuras en los cuales nos hemos basado a la hora de obtener el flujo de potencia. Noiseaux [15] fue el primero en descubrir una expresión del flujo de potencia, también conocido como intensidad, que depende de la velocidad transversal o rotacional, es decir, con una medida de dichas velocidades en un sólo punto se obtendría la intensidad. Pavic [16] extendió el trabajo de Noiseaux[15] descubriendo la expresión del flujo de potencia de las vibraciones longitudinales y transversales para campo cercano y lejano, con lo cual sólo se requerían las medidas de las velocidades transversales. Verheij[17] describió como en el dominio de la frecuencia se podría calcular la intensidad de las ondas longitudinales o transversales en tubos o barras, utilizando las densidades espectrales cruzadas. Linjama y Lahti [18] completaron el trabajo de Verheij [17] incluyendo el flujo de potencia en campo lejano y cercano. McDevitt [19,20] realizó medidas del flujo de potencia aislando las ondas longitudinales de las transversales

y viceversa en una barra recta. Szwerc [21,22] realizó un estudio en el cual se determina el flujo de potencia o intensidad en ondas longitudinales y transversales, cuando ambas existen. De todos los estudios anteriormente citados, Szwerc [21,22] es la base para la cual se diseña la configuración de medida que se va a utilizar en el proceso experimental que nos llevará a determinar la potencia en las ondas longitudinales y transversales, cuando estas se transmiten conjuntamente en una estructura. Para ello, es necesario determinar las amplitudes y fases de vibración. Esto se consigue con una combinación del trabajo de Linjama y Lahti[18] y Verheij[17] donde se desarrollan las ecuaciones y una técnica de medición que solamente depende de dos tipos de sensor (acelerómetros y fuerza) para determinar el flujo de potencia de las dos ondas con la presencia de ambas. Tanto las ondas transversales como las longitudinales tienen desplazamientos en la dirección transversal y axial en la superficie de una barra. Según lo registrado por los acelerómetros situados transversalmente en caras opuestas de la barra, el desplazamiento transversal debido a las ondas transversales sobre la superficie de ambas caras, está completamente fuera de fase. A causa de ello, podemos separar la onda transversal de la longitudinal de la señal adquirida en la medición mediante la siguiente ecuación:

$$H_B = \frac{H_{TT} - H_{TB}}{2} \quad (74)$$

Siendo, H_B , la respuesta en frecuencia de la aceleración para las ondas transversales; H_{TT} , respuesta en frecuencia de la aceleración cuando el acelerómetro se sitúa en la parte superior de la barra y la excitación es transversal al eje; H_{TB} , respuesta en frecuencia de la aceleración cuando el acelerómetro se sitúa en la parte inferior de la barra y la excitación es transversal al eje.

Paralelamente, se observa que el desplazamiento axial debido a las ondas longitudinales, están en fase mientras que el desplazamiento axial producido por ondas transversales, fuera de fase.

En consecuencia, se puede aislar la onda longitudinal de la onda transversal a partir de la siguiente ecuación:

$$H_L = \frac{H_{AT} + H_{AB}}{2} \quad (75)$$

Siendo, H_L , la respuesta en frecuencia de la aceleración para las ondas longitudinales; H_{AT} , la respuesta en frecuencia de la aceleración cuando el acelerómetro se sitúa en la parte superior de la barra y la excitación es axial al eje; H_{AB} , la respuesta en frecuencia de la aceleración cuando el acelerómetro se sitúa en la parte inferior de la barra y la excitación es axial al eje.

El uso de una sola itinerancia, elimina errores de fase introducidos por las diferencias de fase en la respuesta de múltiples acelerómetros. En ondas transversales, la densidad espectral cruzada de la amplitud de la onda en dos puntos de medida adyacentes se puede estimar a partir de:

$$G_{12}^B = H_{B1}^* H_{B2} G_{ff} \quad (76)$$

Siendo, G_{12}^B , la densidad espectral cruzada entre respuesta en frecuencia de la aceleración (posición $n=1$ y $n=2$) para las ondas transversales; H_{B1}^* , la respuesta en frecuencia de la señal del

acelerómetro en la posición (n=1), dividido por la señal de referencia ($\frac{m}{N}$); H_{B2} , la respuesta en frecuencia de la señal del acelerómetro en la posición (n=2), dividido por la señal de referencia ($\frac{m}{N}$); G_{ff} , auto densidad espectral de la señal de referencia.

La potencia transmitida a la estructura para ondas transversales se puede estimar a partir de medidas realizadas en diferentes puntos y aplicando posteriormente la siguiente ecuación, además de las anteriores para eliminar la contribución por ondas longitudinales en el desplazamiento transversal:

$$P_B = \frac{2(Dm)^{\frac{1}{2}}}{\Delta\omega^2} \text{Im}\{G_{12}^B\} \tag{77}$$

Siendo, D, la rigidez a la flexión (B, Bending Stiffness) $B = EI = \frac{Ebh^3}{12(1-\mu^2)}$; m, la masa por unidad de longitud de la barra; Δ , distancia entre puntos de medida; Ω , frecuencia radial; $\text{Im}\{G_{12}^B\}$, parte imaginaria de la densidad espectral cruzada.

Siguiendo el mismo procedimiento anteriormente descrito obtendremos la potencia transmitida a la estructura para ondas longitudinales, pero en este caso concreto, se debe utilizar la siguiente ecuación aplicando anteriormente la correspondiente para eliminar la contribución por ondas transversales en el desplazamiento axial:

$$P_L = \frac{SE}{\Delta\omega^3} \text{Im}\{G_{12}^L\} \tag{78}$$

Siendo S el área de la sección transversal y E el módulo de elasticidad.

Hay que tener en cuenta que la potencia obtenida debe ser ajustada por una corrección de diferencias finitas necesaria por el espaciado discreto del transductor [21,22]

La potencia de entrada a partir de:

$$P_i = \frac{\text{Im}\{G_{fa}\}}{\omega} \tag{79}$$

Siendo G_{fa} , densidad espectral cruzada entre fuerza y aceleración (head impedance).

En base a toda la descripción anterior, se opta por la configuración de medida esquematizado en la figura 6.

Es de vital importancia, destacar que las ecuaciones de potencia, solo se pueden aplicar en estructuras con espesor constante y cuando la magnitud medida es aceleración.

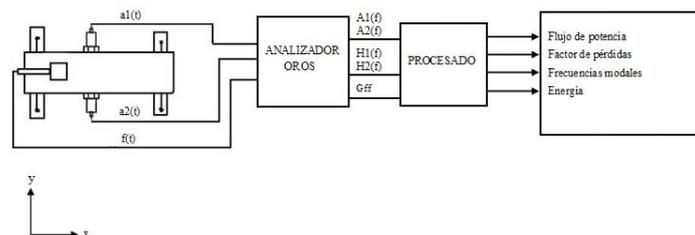


Fig.6. Configuración para las medidas

Sobre las estructuras a estudiar y la configuración de medida.

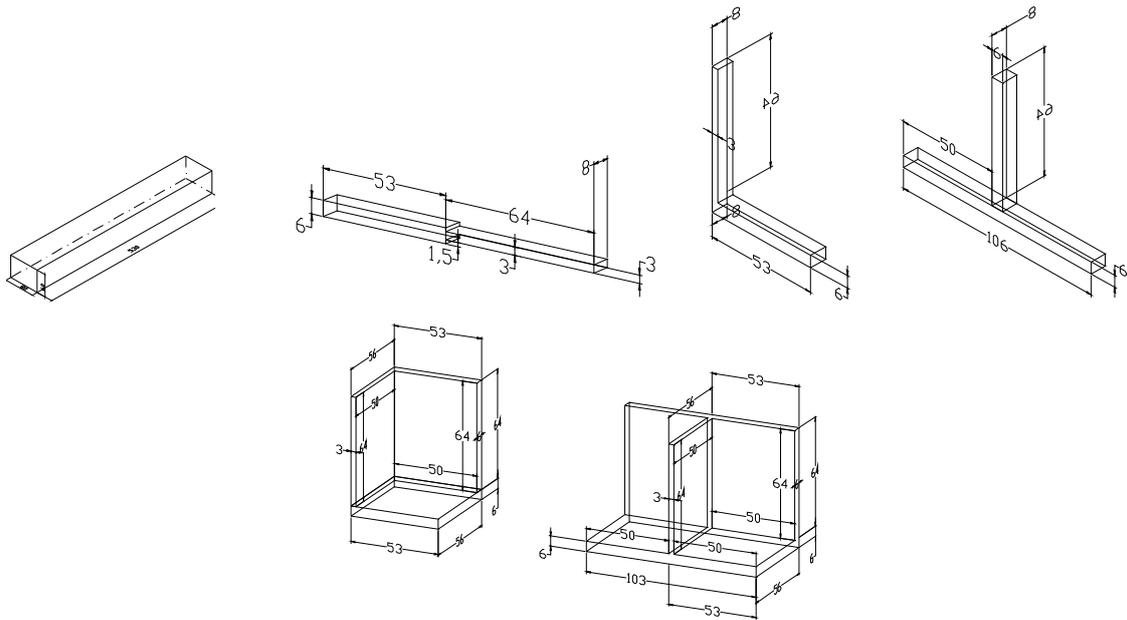


Fig.7. Tipo de estructuras a estudiar.

Siguiendo el diagrama de izquierda a derecha, en primera estancia, se encuentra la estructura sustentada por un soporte a cada extremo. Dos sensores de aceleración serán los encargados de registrar la aceleración en diferentes puntos de la estructura. A continuación, la fuente de excitación (shaker para estado estacionario y martillo de impacto para estado transitorio) conectado, al igual que los acelerómetros, a un analizador de espectros con cuatro canales de entrada, uno de salida y posibilidad de conectar a otro modulo en cascada.

Caracterización del material y ajustes previos (condiciones de contorno y mallado).

El primer paso en el proceso experimental ha consistido en caracterizar el material, el cual ha sido utilizado en la fabricación de las estructuras. Para ello, se emplea una prensa multiensayo en la cual se colocará una muestra del material “ piedra bateig” (figura 8). En dicha muestra se fija una galga extensométrica, sensor basado en el efecto piezorresistivo. Un esfuerzo que deforma a la galga producirá una variación en su resistencia eléctrica.

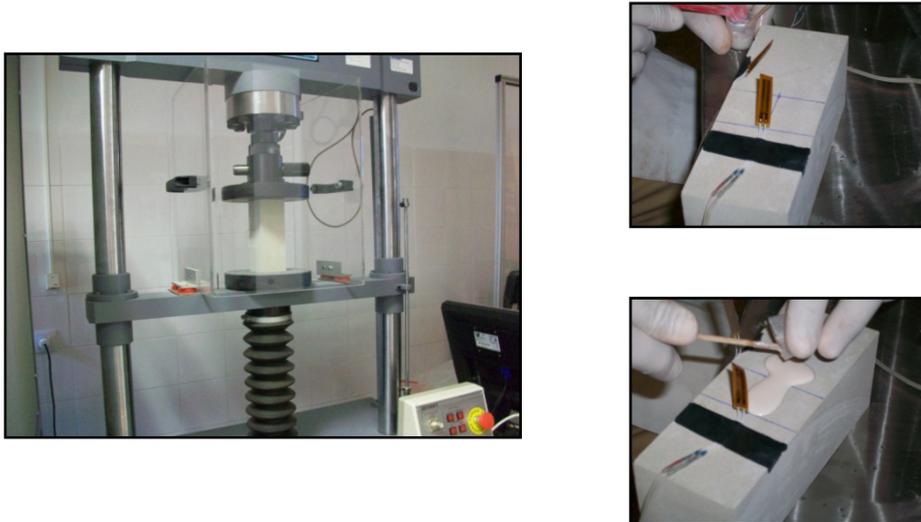


Fig.8. Prensa multiensayo y detalle de la aplicación de la galga extensométrica

En la tabla adjunta, podemos ver las características mecánicas del material utilizado (piedra bateig), obtenidas a partir de las pruebas realizadas en la prensa multiensayo [24].

	kp/cm ²	Mpa
Tensión de rotura P1	602,78	61,45
Tensión de rotura P2	611,11	62,29
Módulo de elasticidad	119230,74	12154
Coef. de Poisson	0,23	

Tabla.2. Características mecánicas de la piedra bateig.

A partir de la densidad y el módulo de Young, se obtiene el valor de la velocidad de propagación en el medio, siendo su valor 2362.8 m/s. El módulo de elasticidad transversal o módulo de rigidez, citado anteriormente, alcanza el valor de $4940.7 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$.

Una vez elegida una primera configuración de medida y obtener los parámetros mecánicos del material, ha sido necesario llevar a cabo, una reflexión sobre cuales serían las condiciones de contorno optimas para llevar a cabo el experimento. Como se ha comentado en el primer apartado, la realización del presente trabajo adquiere importancia por ser el paso previo al estudio que desencadenará en el ajuste de modelos numéricos frente resultados experimentales y de este modo permitir obtener predicciones del comportamiento vibratorio al acoplar diferentes estructuras.

A priori se han clasificado tres tipos de sujeción para dejar que la estructura descansa sobre estas lo más libre posible. Cuñas de plástico, cuñas de aluminio y una estructura de acero formada por una base y dos varillas roscadas más unos muelles en los extremos son los tres tipos de sujeciones que se evalúan como condición de contorno. La metodología sigue las pautas establecidas en los

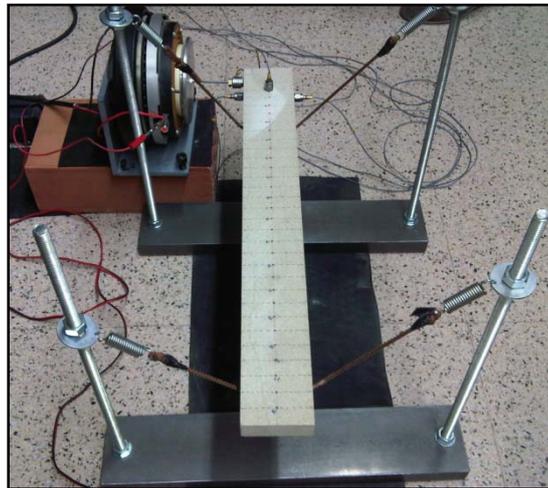
artículos nombrados unas líneas más arriba llegando a obtener la intensidad o flujo de potencia como parámetro a evaluar. En la siguiente figura, se puede apreciar en detalle los tres tipos de sujeción.



a)



b)



c)

Fig.9. Condiciones de Contorno. a) Cuñas de plástico b) cuñas de aluminio
c) estructura de acero

Se realiza una comparativa del patrón modal de la estructura cuando se somete a una excitación estacionaria para los diferentes tipos de soporte y cada uno de ellos en contraste con el caso teórico ideal libre-libre. Según los resultados, se aprecia que las frecuencias modales en el caso ideal libre-libre son mayores que en cualquiera de los casos en los que se apoya la barra sobre un soporte. Esta influencia de los soportes viene dada porque las longitudes de onda de las ondas transversales se hacen más largas que las correspondientes a las de la barra libre-libre; como consecuencia las frecuencias modales disminuyen por el efecto de las nuevas condiciones de contorno. Por lo tanto, parece razonable optar por la estructura de acero puesto que se ajusta más al modelo libre-libre.

Otro aspecto importante, es la resolución del mallado que nos determinará el número de puntos de medida. Se realiza un primer estudio experimental optando por un mallado equidistante de 2cm

entre puntos consecutivos y situando los soportes a 5cm de ambos extremos de la barra. Con ello, se pretende obtener toda la información posible, con alta resolución, de las variaciones que sufre la estructura mientras se somete a una vibración estacionaria de cinco segundos de duración. Seguidamente, se opta por reducir la resolución del mallado y ver que variación se apreciaba en los resultados obtenidos. Para ello, se realizan diferentes pruebas con un mallado equidistante de 4cm y de 6 cm.

A continuación, se muestran dos figuras que comparan el mallado inicial de 2cm con los siguientes mallados de 4cm y 6cm.

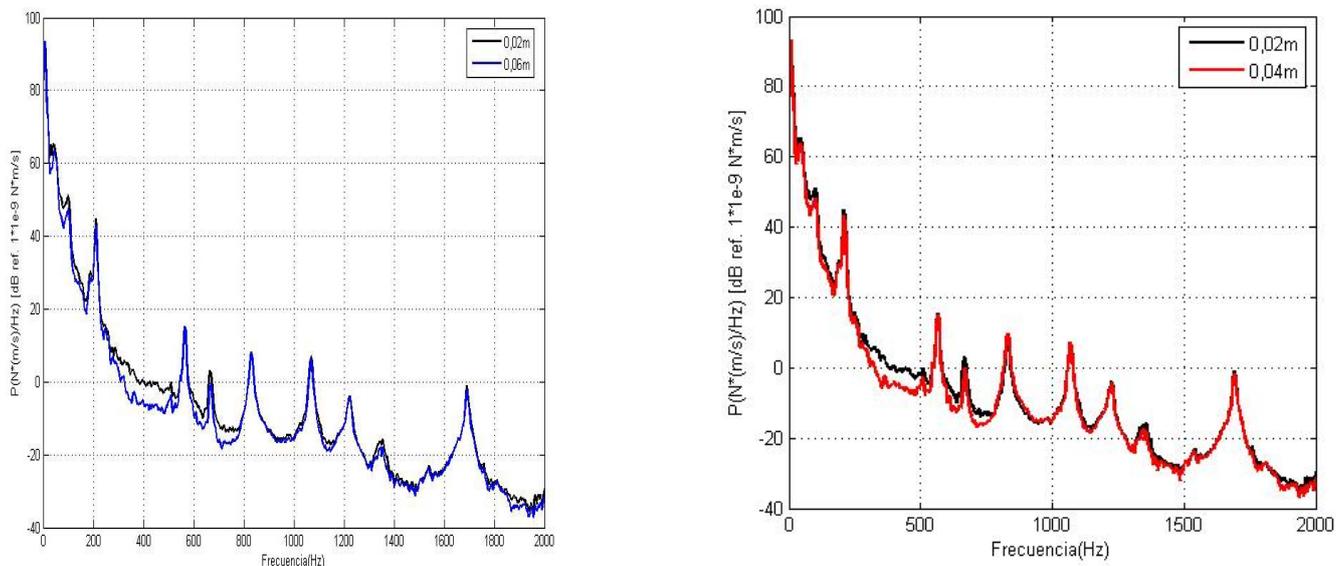


Fig.10. Mallado. Izquierda: 6 cm, Derecha: 4 cm

Como se puede observar la diferencia entre elegir un mallado de 4cm u otro de 6cm es mínimo. Dado que un mallado de 8cm sería demasiado grande para las proporciones que tienen las estructuras, optamos por emplear un mallado de 6cm.

III.1 BARRA CONTÍNUA/DISCONTÍNUA Y CAMBIO DE SECCIÓN.

En el sector de la edificación, en numerosas ocasiones, parece necesario recurrir a la prolongación de diferentes elementos constructivos. Esta variación conlleva aceptar una cierta discontinuidad física en la estructura final y por tanto debe afectar al comportamiento acústico-vibratorio del sistema inicial. Como se ha comentado en el apartado II.4, el método SEA trabaja con promediados energéticos haciendo posible caracterizar un subsistema mediante su energía y su densidad modal.

En esta sección, se pretende estudiar, las limitaciones que nos permitan aceptar o rechazar, la unión de dos barras (dos subsistemas), como una única barra y por tanto llegar a determinar los coeficientes de acoplo (CLF) entre ambos subsistemas.

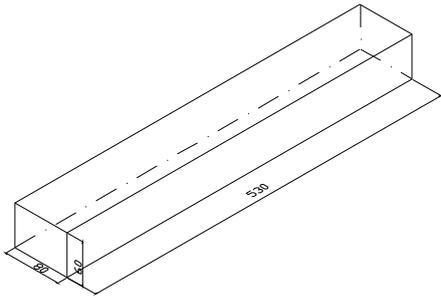
La solución para realizar las diferentes uniones utilizadas en las estructuras, ahora en adelante, discontinuas, recurre a agujerear unos centímetros a través de la sección requerida. A continuación, se introducen unas varillas roscadas, consiguiendo una unión más consistente. Finalmente, se realiza un sellado aplicando masilla adhesiva que solidificará la unión. En la siguiente figura se pueden ver algunos detalles del proceso de unión de dos barras continuas dando lugar a una única estructura discontinua. En la izquierda, la perforación a través de la sección transversal para engarzar las varillas roscadas, en la derecha, masilla para sellar la unión.



Fig.11. Unión de dos barras.

Por lo que respecta, el proceso experimental aplicado en el estudio de barras se divide en dos bloques. El primero se atribuye a la barra continua, dos barras (barra 1 y barra 2) continuas con diferente geometría. El segundo, engloba la unión de las mismas barras entre ellas, dando lugar a una barra discontinua de sección transversal constante con mayor longitud ([barra 1+barra 1] [barra 2+barra 2]) y una barra discontinua con cambio de sección ([barra 1+barra 2]).

Seguidamente, en las siguientes imágenes se muestran las diferentes estructuras utilizadas para el primer y parte del segundo bloque del estudio de las barras, así como los resultados más destacables.



$L_1 = 530$
 mm
 $b_1 = 80$ mm
 $h_1 = 60$ mm

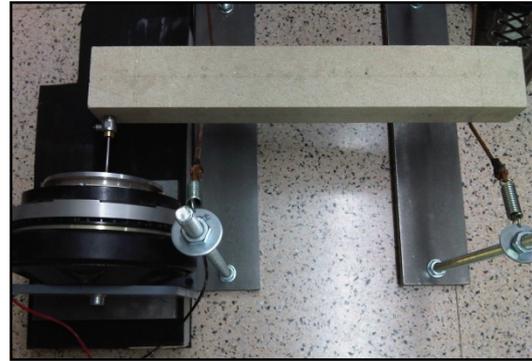
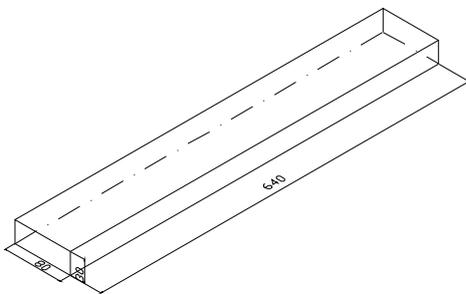


Fig.12. Barra 1.



$L_2 = 640$ mm
 $b_2 = 80$ mm
 $h_2 = 30$ mm

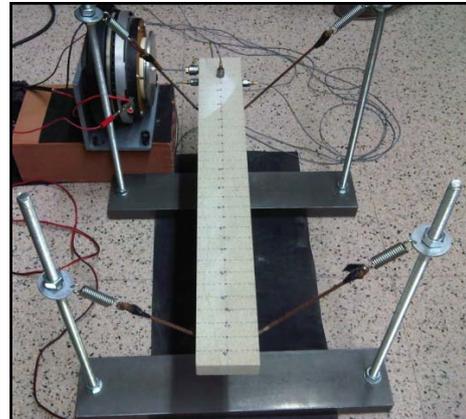
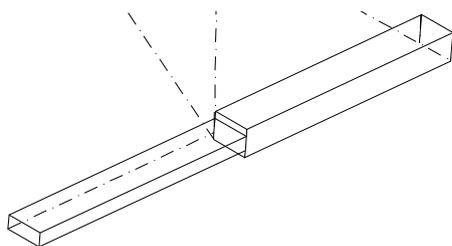


Fig.13. Barra 2.



$L_1 = 530$ mm
 $L_2 = 640$ mm
 $b = 80$ mm
 $h_1 = 60$ mm
 $h_2 = 30$ mm

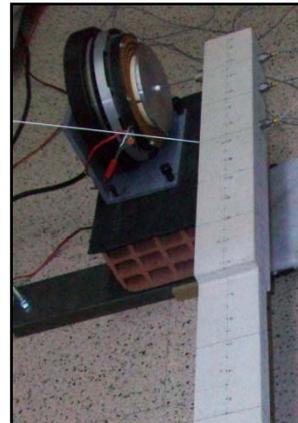


Fig.14. Barra 3 (cambio de sección).

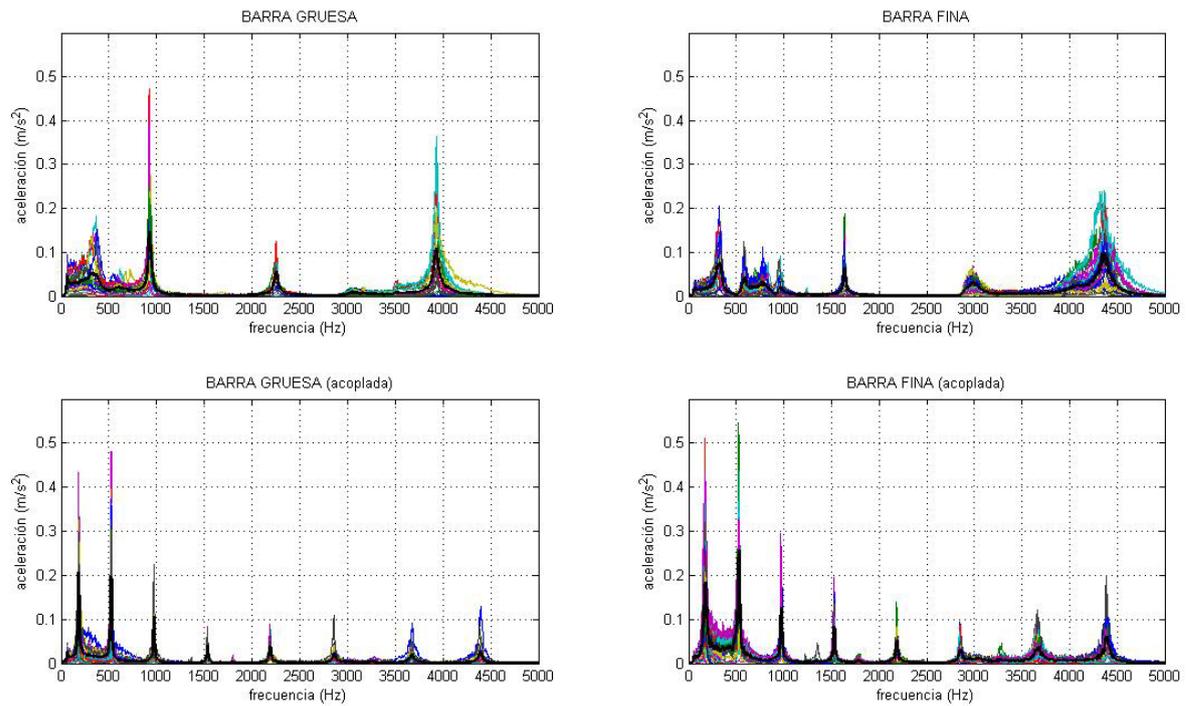


Fig.15. Aceleración [m/s^2] (promediado espacial).

La figura anterior, dividida en cuatro detalles, muestra el patrón modal de cada una de las barras continuas vistas recientemente. En la parte superior de izquierda a derecha, el primer detalle corresponde a la barra 1 (gruesa) y el segundo a la barra 2 (fina). En la parte inferior, siguiendo la misma orientación, barra 1 cuando esta acoplada a la barra 2 y viceversa, es decir, barra discontinua con cambio de sección (barra 3).

Se observa que en el rango de frecuencias hasta 1000 Hz, en la barra 1 se distinguen dos frecuencias modales, la primera alrededor de los 300 Hz y la segunda a los 1000 Hz. En cambio, en la barra 2 se puede distinguir alguna frecuencia modal de más para dicho rango y en 1500 Hz también. Para el resto del espectro hasta los 5000 Hz, otra frecuencia modal en la barra 1 alrededor de 4000 Hz y en la barra 2 algo más desplazado hacia 4500 Hz.

Resulta más interesante, observar que cuando ambas barras (barra 1 y barra 2) se acoplan entre ellas, su comportamiento acústico varía, tal como hemos comentado anteriormente. En ambos casos la densidad modal aumenta a lo largo de todo el espectro y se diferencia más claramente cada una de las frecuencias modales, siendo estas coincidentes para los dos casos.

En la sucesiva imagen, de forma más visual, se muestra la variación de niveles de aceleración a lo largo de cada una de las barras, resultado muy ilustrativo como dato de partida a la hora de ajustar modelos numéricos para futuras predicciones.

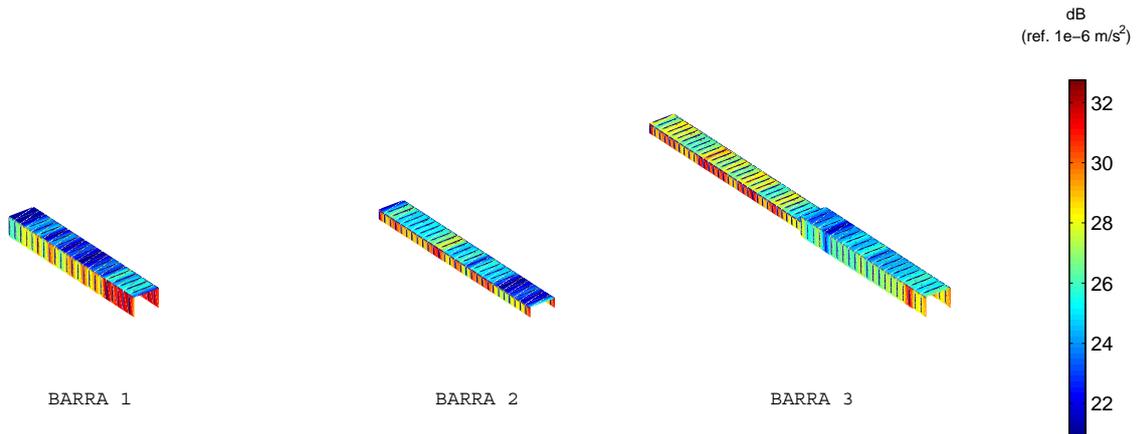


Fig.16. Nivel de aceleración [ref. $1e-9 \text{ m/s}^2$] (promediado espacial).

Por lo que respecta al segundo bloque del estudio de las barras, se opta por la barra 1 y barra 2 con secciones transversales constantes con discontinuidad o sin ella. Para este caso concreto, nos interesa explícitamente conocer la influencia de la discontinuidad en la barra, por lo que se decide reducir la resolución de puntos de medida. Cada una de las barras, se divide en diferenciales de masa de igual tamaño. Se emplea un total de tres sensores de aceleración y se realizan cuatro adquisiciones, resultando un total de doce puntos de medida para cada una de las barras. Este proceso se repite en cada uno de los cuatro planos longitudinales que forman la barra, no en los planos de sección transversal.

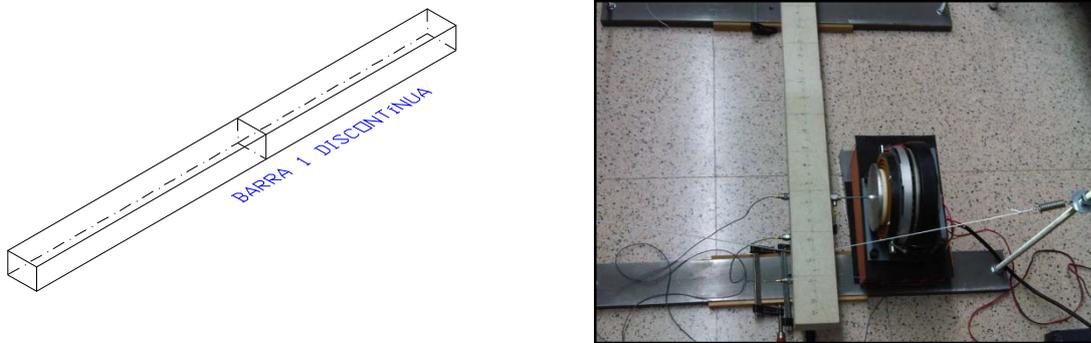


Fig.17. Barra 1 discontinua.

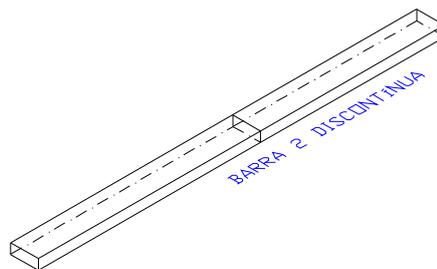


Fig.18. Barra 2 discontinua.

Para el procesado de datos se opta en primera estancia por el promediado espacial de la aceleración donde diferenciamos en primer lugar los resultados obtenidos en el plano donde se ubica el punto de excitación (superiores) y el plano simétrico (inferiores). De igual modo, para el plano superior (top) e inferior (bottom) de la barra, figura 19.

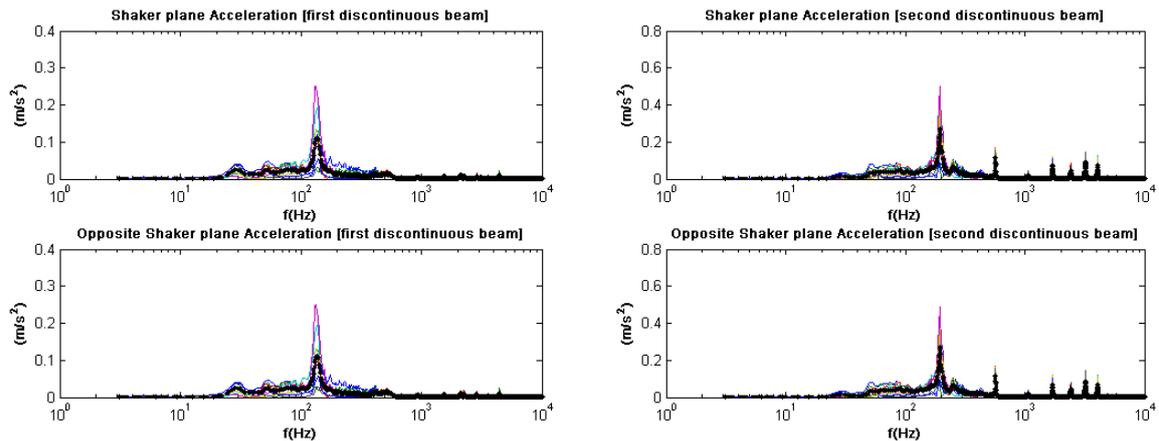


Fig.19. Aceleración [m/s^2] (promediado espacial).

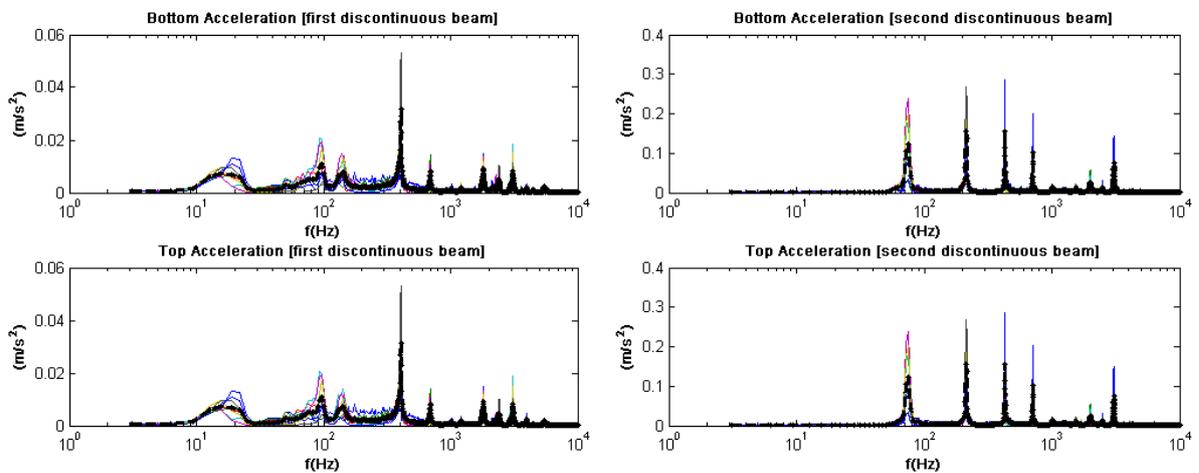


Fig.20. Aceleración Top/Bottom [m/s^2] (promediado espacial).

Al igual que en el caso de barras continuas, se observan diferencias en el patrón modal entre la barra 1 y la barra 2 tanto si comparamos los planos laterales como el superior e inferior. Posteriormente, se procede a procesar el cálculo de energías promediadas en espacio y frecuencia (producto de la masa por la velocidad cuadrática promediada) y se obtiene el nivel de energía relativo que consiste en la relación de la energía en cada punto y el valor máximo, expresado en decibelios.

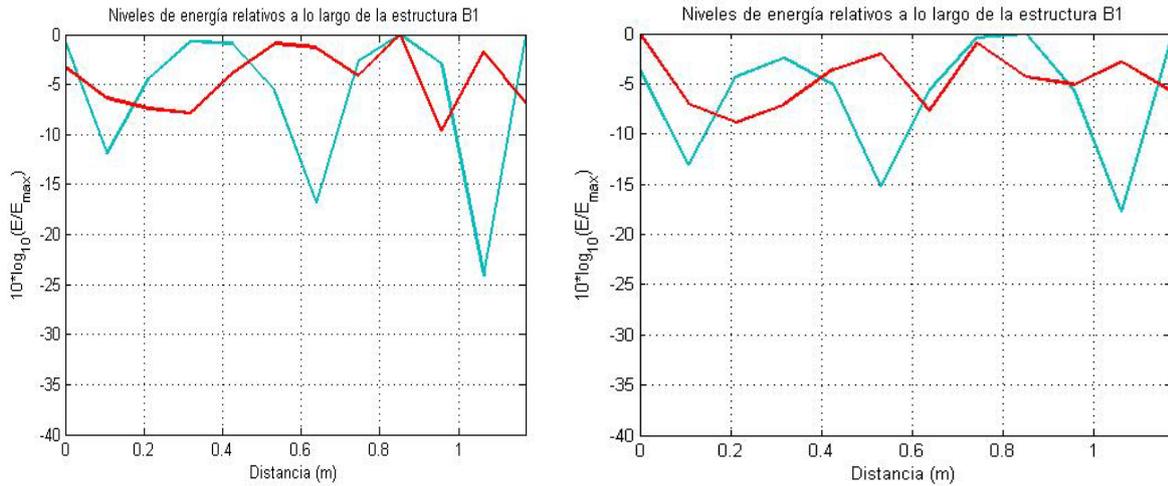


Fig.21. Niveles de energía relativos a lo largo de la barra

Izquierda: Continua . Derecha: Discontinua.

Rojo 2KHz. Azul 500 Hz.

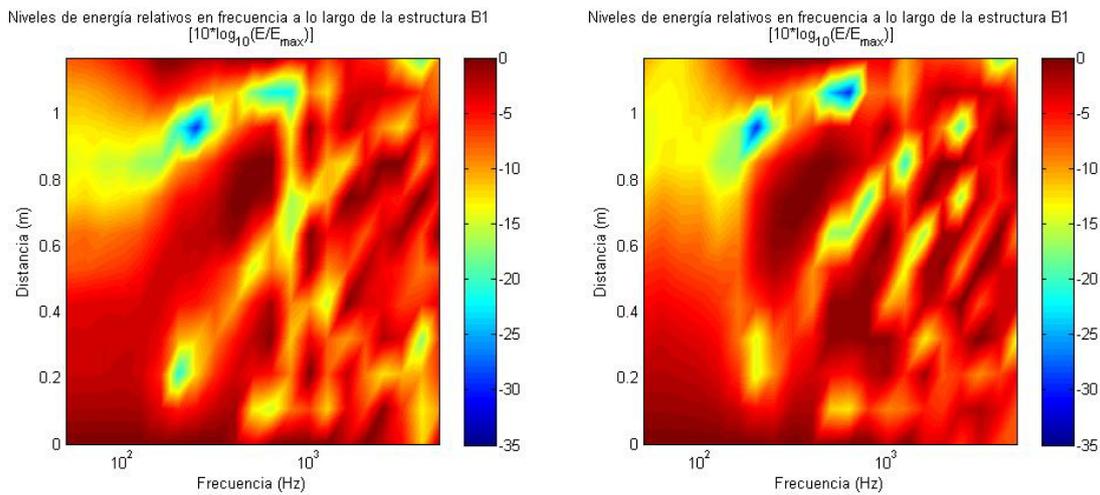


Fig.22. Respuesta en frecuencia a todas las distancias.

Izquierda: Continua . Derecha: Discontinua.

Tal como se puede observar en las figuras que preceden, existen diferencias cuando una estructura posee o no discontinuidad. La figura 21 representa niveles de energía relativos en función de la distancia. Si comparamos ambas representaciones, a las frecuencias representadas (500Hz y 2000Hz) se observa que la relación de onda estacionaria (ROE) es menor cuando existe discontinuidad. En la figura 22 se puede apreciar el mismo comportamiento pudiéndose visualizar la respuesta en frecuencia a lo largo de la distancia.

III.2 ESTRUCTURAS EN L Y T.

Tanto a la estructura tipo L como a la estructura tipo T, se han aplicado la misma técnica para realizar la unión que la utilizada en las barras 1 y 2 discontinuas. Para conseguir las diferentes estructuras, se ha optado por combinar las barras 1 y 2 continuas, ya estudiadas en el apartado III.1, al igual que en la barra 3 o cambio de sección pero esta vez haciendo que formen entre ellas un ángulo recto en la unión. El total de las combinaciones, da lugar a dos estructuras tipo L y dos estructuras tipo T y se decide realizar dos ensayos por cada estructura. A continuación se detallan cada una de las estructuras con algunos resultados interesantes.

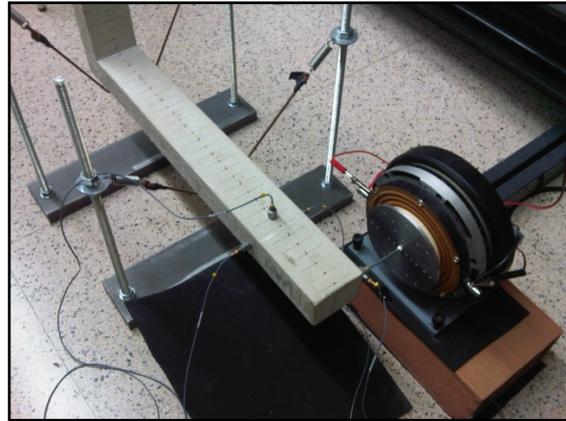
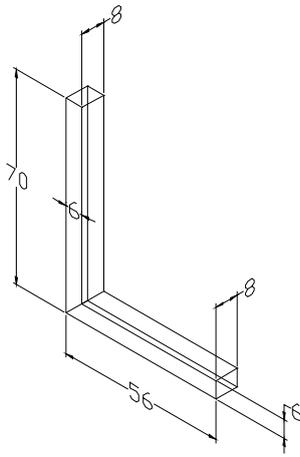


Fig.23. Estructura L_{11} [barra 1+barra 1].

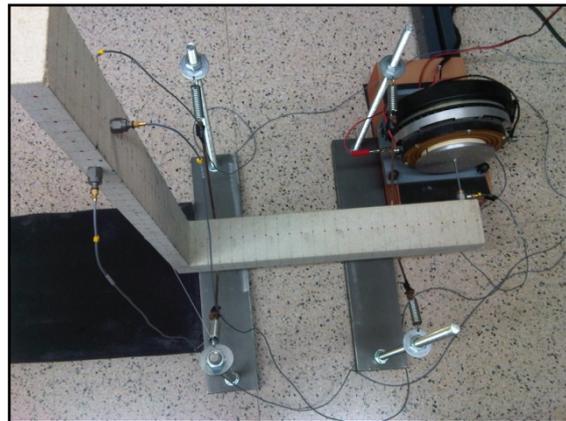
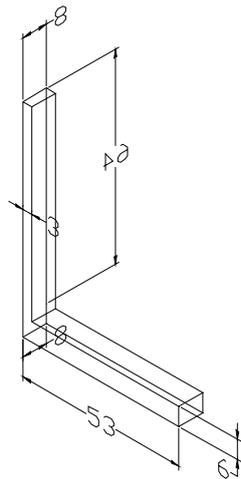


Fig.24. Estructura L_{12} [barra 1+barra 2].

Como la geometría de ambas barras que forman cada una de las dos estructuras tipo L es diferente, se decide realizar dos ensayos por cada estructura, es decir, excitando en el extremo de una barra y registrando en ambas. En total, cuatro ensayos son realizados para el caso de las estructuras tipo L. El punto de excitación está situado en el extremo de la barra situado como base (barra inferior).

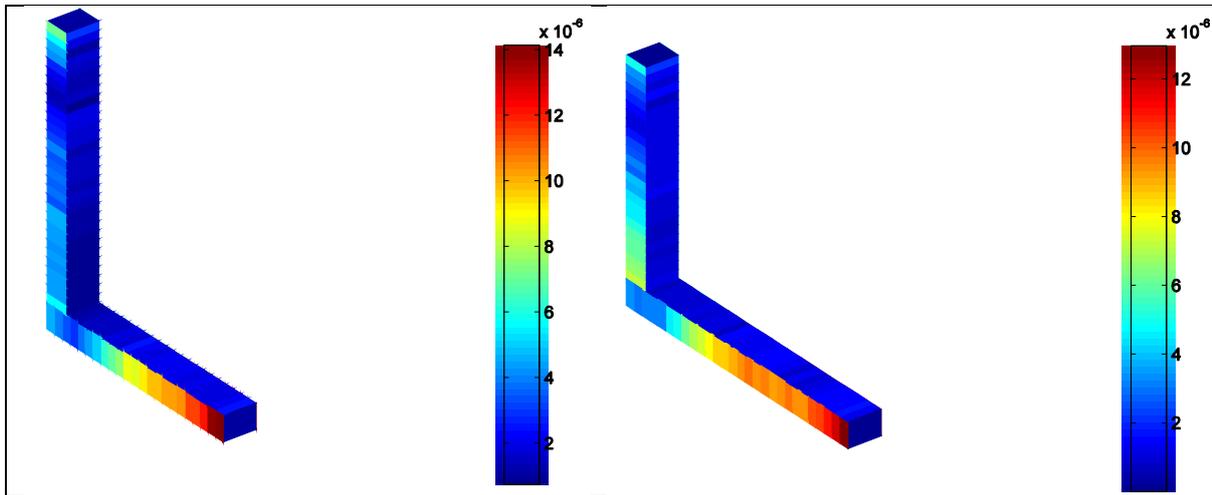


Fig.25. Aceleración [m/s²]. Estructura L₁₁.

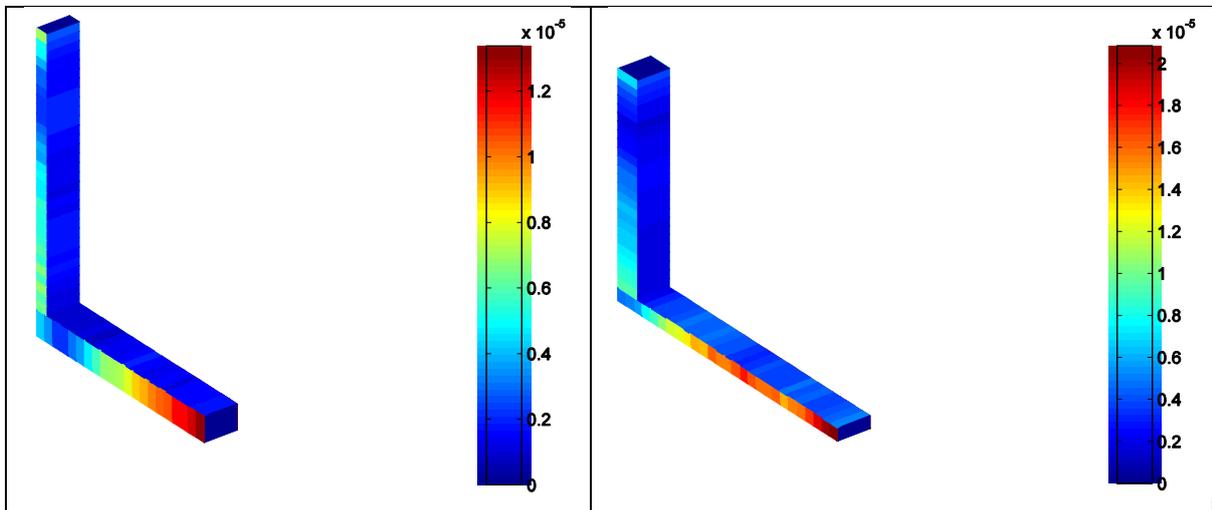


Fig.26. Aceleración [m/s²]. Estructura L₁₂.

En estas cuatro representaciones, podemos observar el comportamiento vibratorio de las diferentes uniones en L según el punto de excitación. Viendo los resultados de la estructura L₁₁ (parte superior), apreciamos que cerca de la unión de la barra acoplada existe un aumento de nivel,

indistintamente del extremo excitado. Si excitamos la parte de mayor longitud, parece ser que como esta posee más capacidad para almacenar energía que la acoplada con menor longitud, la propagación de la vibración alcanza más distancia que en el caso contrario. En el caso de la estructura L_{12} (parte inferior) sucede un comportamiento similar, aumento de nivel en la proximidad de la unión en la barra acoplada, además, se observa que la barra más delgada (barra 2) es más sensible a la fuerza excitadora generada por el shaker y transmitida por el sensor de fuerza.

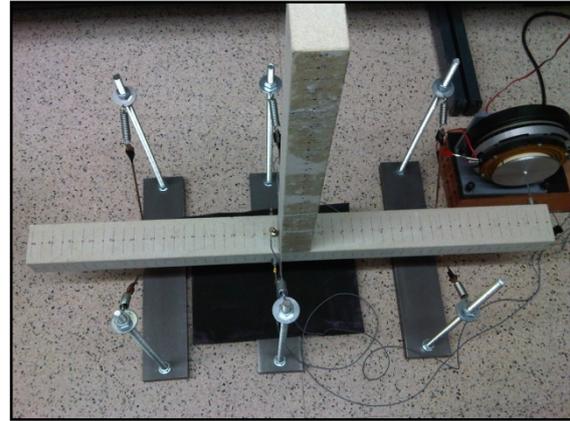
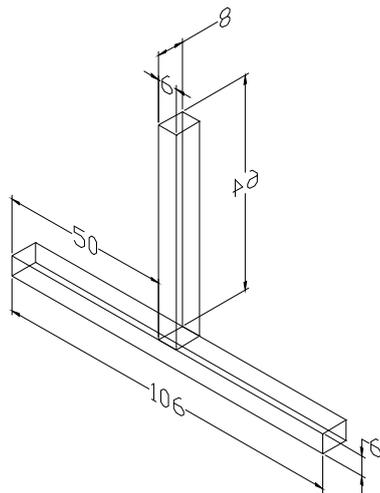


Fig.27. Estructura T_{11} [barra 1+barra 1].

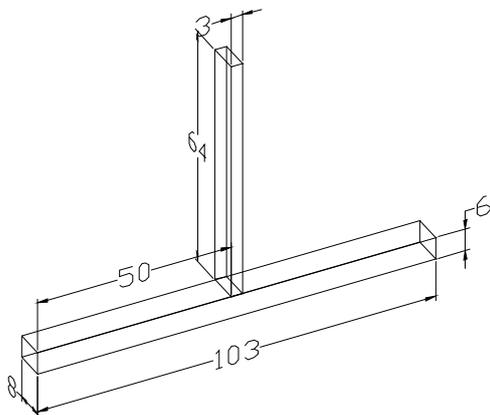


Fig.28. Estructura T_{12} [barra 1+barra 2].

Una vez visto el comportamiento vibratorio de las barras simples y de dos barras simples acopladas dando lugar a una barra discontinua, con cambio de sección o una estructura tipo L, es de interés estudiar cómo se transmite la intensidad (flujo de potencia) a través de una barra simple en comparación a una barra simple cuando se le acopla otra, por ejemplo formando una estructura tipo

T. En la siguiente figura se comparan las bases de las dos estructuras T con la base de la estructura sin acoplar, es decir, solamente la base como una barra simple.

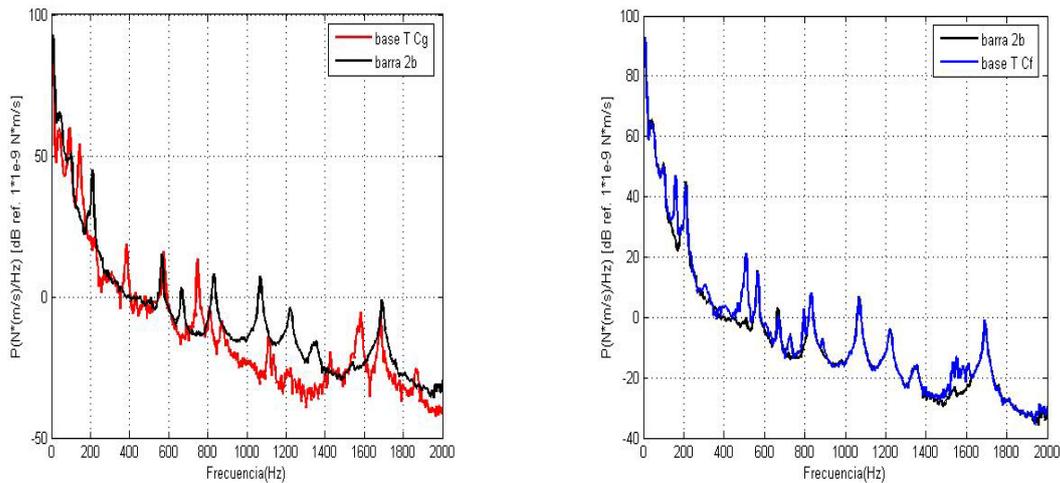


Fig.29. Flujo de potencia en T_{11} y T_{12} .

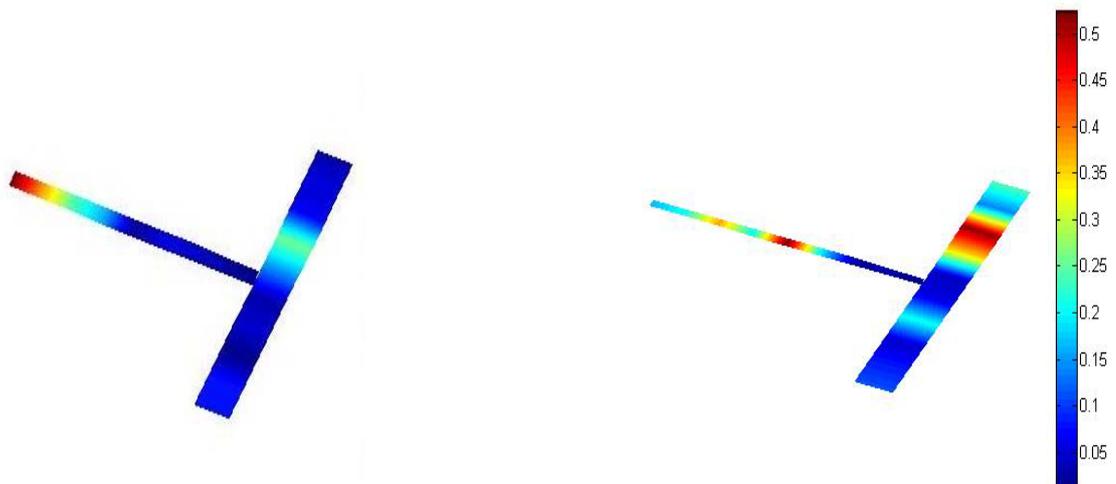


Fig.30. Flujo de potencia que se transmite en T_{11} y T_{12} .

En la imagen de la parte superior izquierda, se observa que el flujo entre ambas tiene cierta variación y el flujo de la base de la estructura es algo menor en alguna banda de frecuencia. Por otra parte, si nos fijamos en la parte superior derecha, es prácticamente el mismo. La energía que se transmite por una barra cuando tiene otra acoplada (estructura T) es menor que en el caso de la barra sin acoplamiento. Parece lógico pensar que es causa de la discontinuidad del acoplo. Pero si además, conservamos una misma base y variamos el espesor de la barra acoplada (T_{11} y T_{12}), la de menor espesor ofrece menor influencia, es decir, las pérdidas por transmisión serán menores.

Según la teoría vista en la sección 2, podemos atribuir como factor de acoplamiento de una estructura tipo T, el cociente entre la energía de la barra acoplada y la energía de la base (balance energético). Para el procesado de cálculo de energías, se ha cogido como velocidad, la integral de la respuesta de la aceleración para onda transversal.

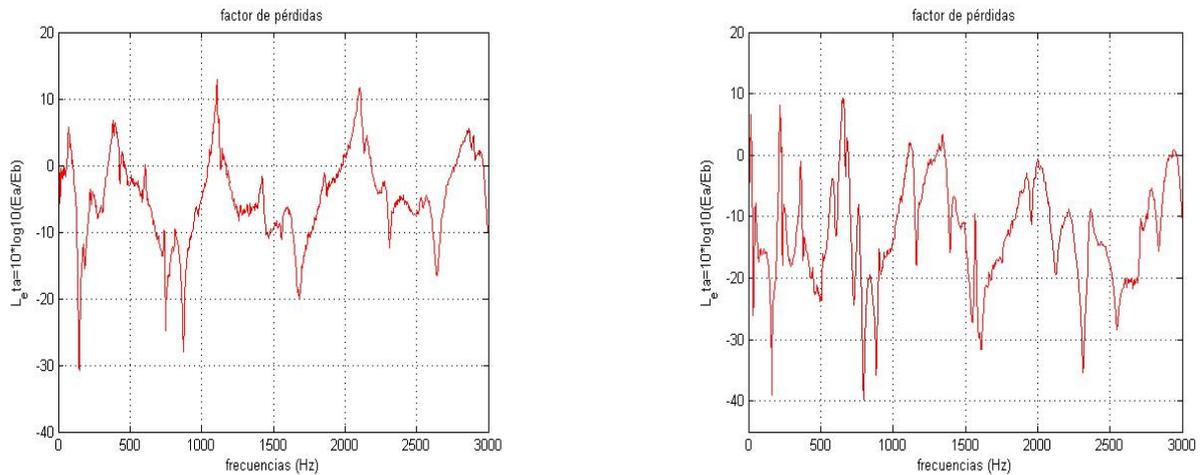


Fig.31. Factor de acoplamiento.

Se observa que el factor de acoplamiento de la estructura T_{11} (izquierda) es mayor que el de la estructura T_{12} . Si la barra acoplada tiene una sección mayor, la energía que se transmite en esta es mayor, con lo cual el factor de pérdidas que se obtiene también lo es.

Después de procesar los anteriores resultados, es decir, obtener el flujo de potencia y el factor de pérdidas por acoplo, se decide repetir el experimento descrito en las estructuras tipo T, pero esta vez estudiando la variación de dichos parámetros si a la estructura se le adhiere material absorbente (lana de poliéster) en uno de los planos. En las sucesivas imágenes se puede visualizar con detalle como se ha aplicado el material absorbente en las estructuras tipo T.



Fig.32. Estructura T con material absorbente.

El resultado obtenido que describe el comportamiento mecánico de la estructura en caso de aplicar o no material absorbente se aprecia en la curva roja (absorbente) y la curva negra (sin absorbente) en ambas imágenes de la sucesiva figura.

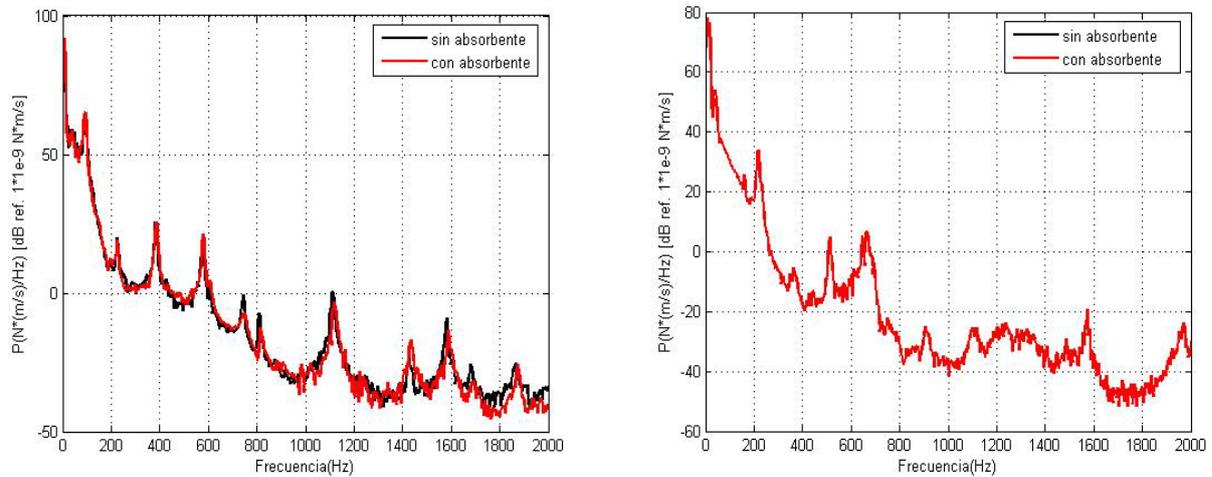


Fig.33. Flujo de potencia en T_{11} y T_{12} cuando se aplica material absorbente.

Como se puede observar, el flujo de potencia para la estructura T_{11} presenta variaciones, este disminuye cuando se aplica material absorbente a un plano de la estructura. Para el caso de la estructura T_{12} el flujo de potencia es similar o igual en ambos casos, es decir, el flujo de potencia es el mismo indistintamente de adherir o no material absorbente a la estructura. Si recordamos unas líneas atrás, cuando se compara el flujo de potencia de la barra base de la estructura T_{12} con la barra base sin acoplar, la energía transmitida de la base a la barra acoplada era muy baja, si esta energía es baja, el efecto de adherir o no material absorbente en ella, va a ser inapreciable. Retomando la estructura T_{11} , podemos atribuir la variación apreciada en el flujo de potencia a la energía que se transmite de la barra base a la barra acoplada. Esta energía parece ser más significativa que en el caso anterior, y la parte disipada en el material absorbente es más notable.

En la figura 29 (Flujo de potencia que se transmite en T_{11} y T_{12}) y la figura 33 se puede contrastar mejor el efecto que conlleva adherir a la estructura material absorbente en uno de los planos.

Después de visualizar el comportamiento de una estructura cuando se le adhiere material absorbente, parece lógico pensar que el factor de acoplamiento debe ser menor en el caso de la estructura con material absorbente. Si comparamos los resultados de la figura 31 (Factor de acoplamiento) con el factor de acoplamiento en caso de adherir material absorbente (figura 34), vemos que ciertamente sucede lo esperado.

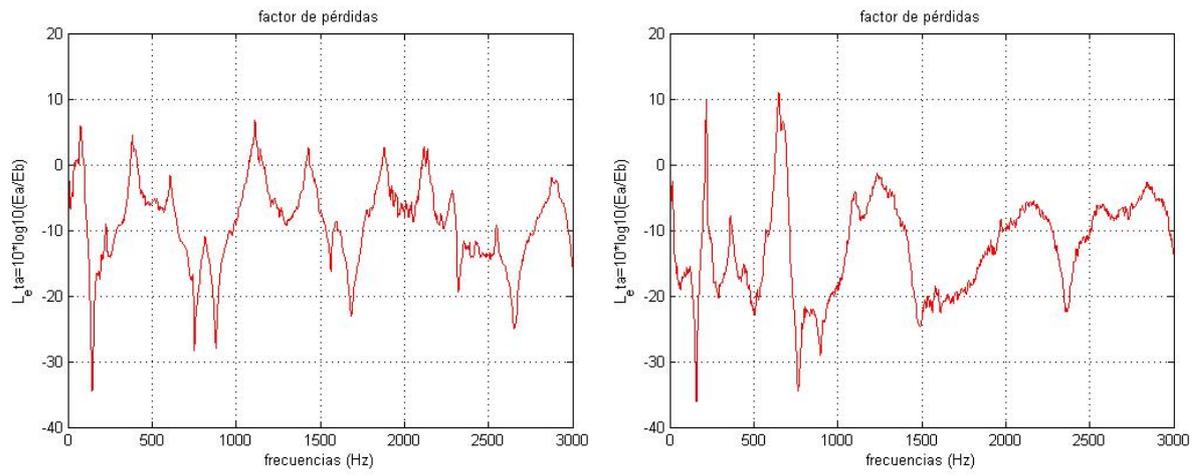


Fig.34. Factor de acoplamiento (T_{11} y T_{12})
cuando se aplica material absorbente.

III.3 ESQUINA SIMPLE Y ESQUINA DOBLE.

Dando un paso más allá, es momento de avanzar y aplicar dicho conocimiento a una de las preocupaciones actuales en la acústica de la edificación. Como es sabido, se le llama suelo flotante a la solución constructiva formada por una lámina flotante (generalmente anti impacto) que se instala entre un suelo base (forjado) y la losa de acabado. En este apartado y en el siguiente, correspondiente a la cruceta, se pretende abordar el último objetivo de este trabajo, es decir, cuantificar el efecto que produce la instalación de un suelo flotante.

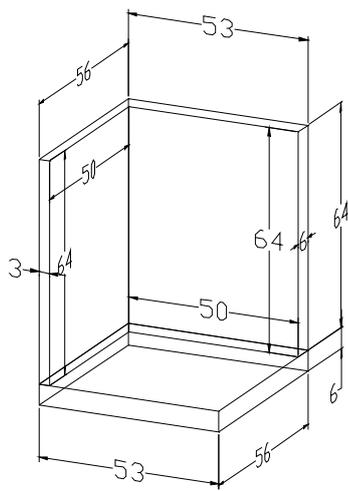


Fig.35. Esquina simple.

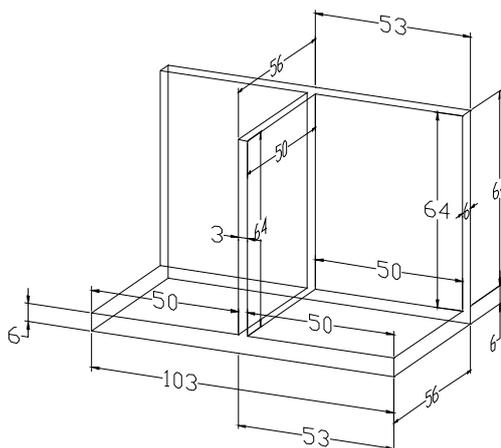


Fig.36. Esquina doble.

Hasta el momento, se ha seguido las indicaciones de la normativa vigente [6] para caracterizar láminas flexibles. Dicha norma presenta alguna limitación, la cual, nos lleva a plantearnos una alternativa que ayude a despejar la incertidumbre en torno al procedimiento establecido, lo cual

supone aceptar que el conjunto suelo flotante se comporta como un modelo que no siempre se verifica. Se utiliza una placa de carga de 20x20 cm y una masa de 8kg sin establecer una relación entre la masa de la placa de carga utilizada y la densidad del material a ensayar. No se hace distinción entre amortiguamiento de tipo viscoso o histerético y no infiere en la ubicación de los puntos de excitación sobre la placa de carga. Asimismo, debemos de tener en cuenta que los valores obtenidos son fruto de un ensayo que dista de las condiciones reales de instalación de las láminas flexibles en suelos flotantes. Por ello, se propone una metodología de ensayo complementaria a la actual que consiste en la construcción de dos modelos a escala que representan una esquina simple y una esquina doble real. La geometría utilizada se puede ver en las figuras 35-36. El método de ensayo consiste simplemente en distribuir de forma uniforme una malla de nueve puntos de medida en la superficie de las dos paredes que forman la esquina simple y el suelo adyacente para el caso de la esquina doble. La excitación se genera en tres puntos del suelo mediante un martillo de impacto y se registran funciones de transferencia aceleración-fuerza para cada uno de los nueve puntos de registro.

En el ensayo llevado a cabo con las dos estructuras expuestas, se comparan los resultados obtenidos para distintos materiales de extendido uso en el ámbito de la edificación como lámina flexible en suelos flotantes. La siguiente tabla, resume algunas de sus características.

MATERIAL	A	B	C
Espesor (mm)	3	5	10
Densidad (kg/m ³)	20	20	35

Tabla.3. Características de las láminas flexibles

A continuación, las dos figuras siguientes muestran los resultados (función de transferencia) para la esquina simple en cada una de las dos paredes (gruesa y delgada). Se estudia el caso sin suelo y con cada una de las tres soluciones de suelo flotante. De igual modo, se procede con la misma secuencia de ensayo en la esquina doble, pero esta vez se instalará el suelo flotante en la parte del suelo adyacente donde se registrará la función de transferencia fuerza- aceleración. En la otra parte, donde se genera la excitación, no se instala ninguna solución de suelo flotante.

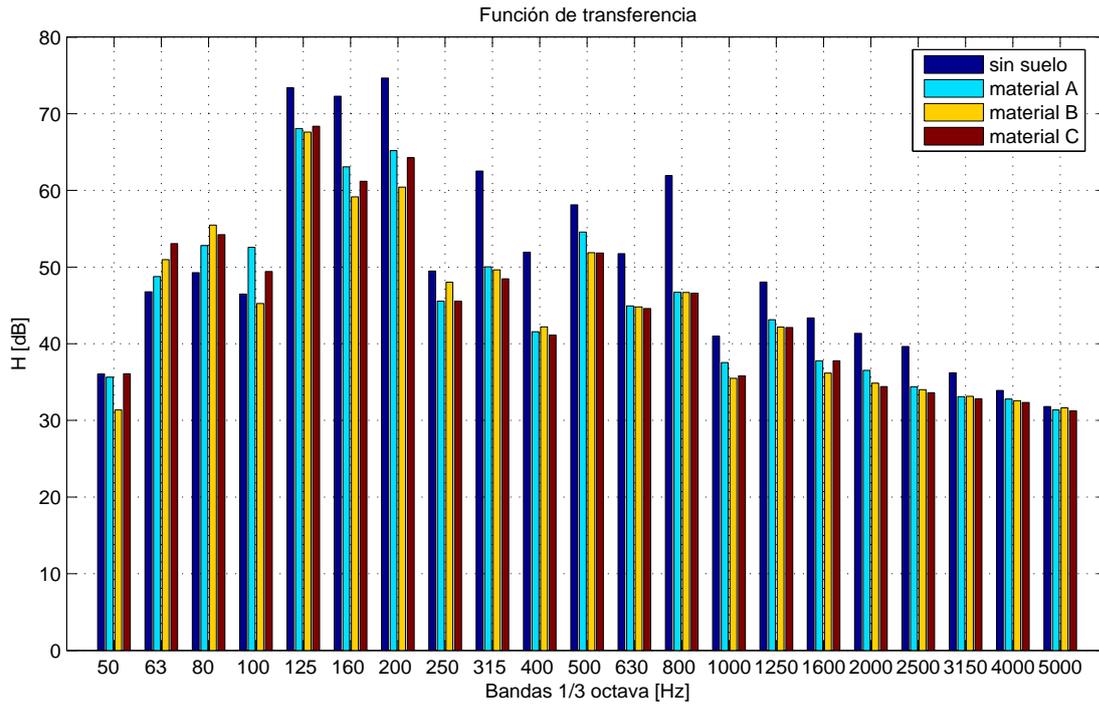


Fig.37. Pared estrecha-suelo

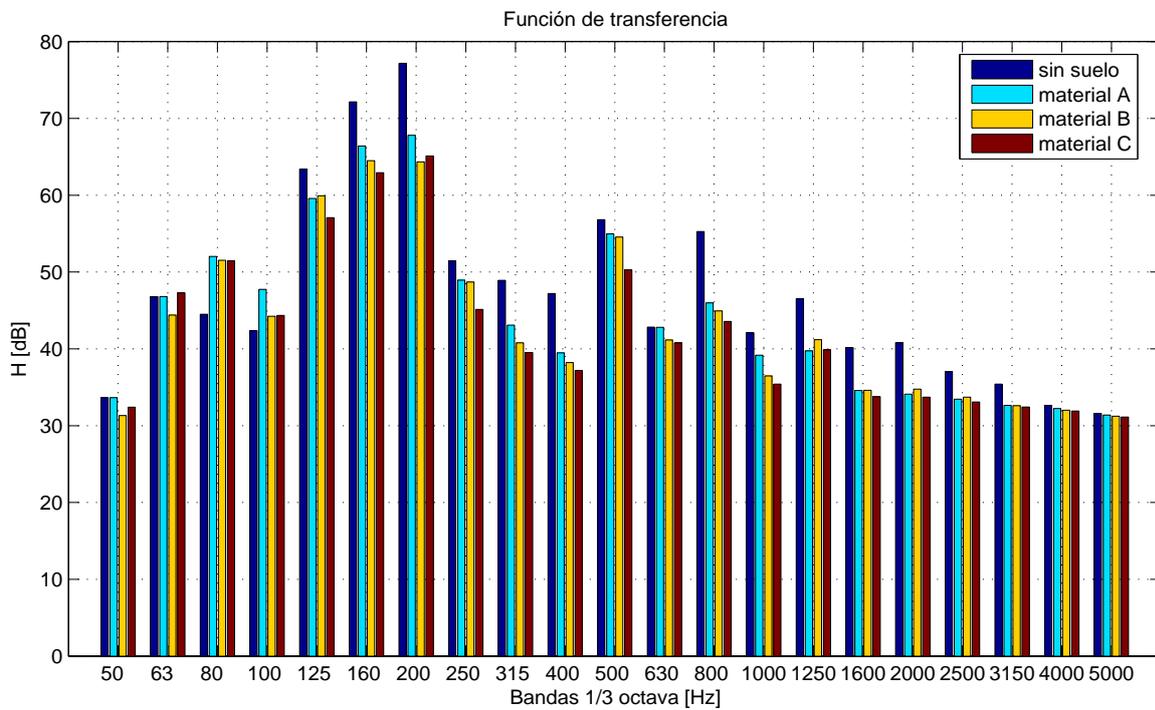


Fig.38. Pared gruesa-suelo

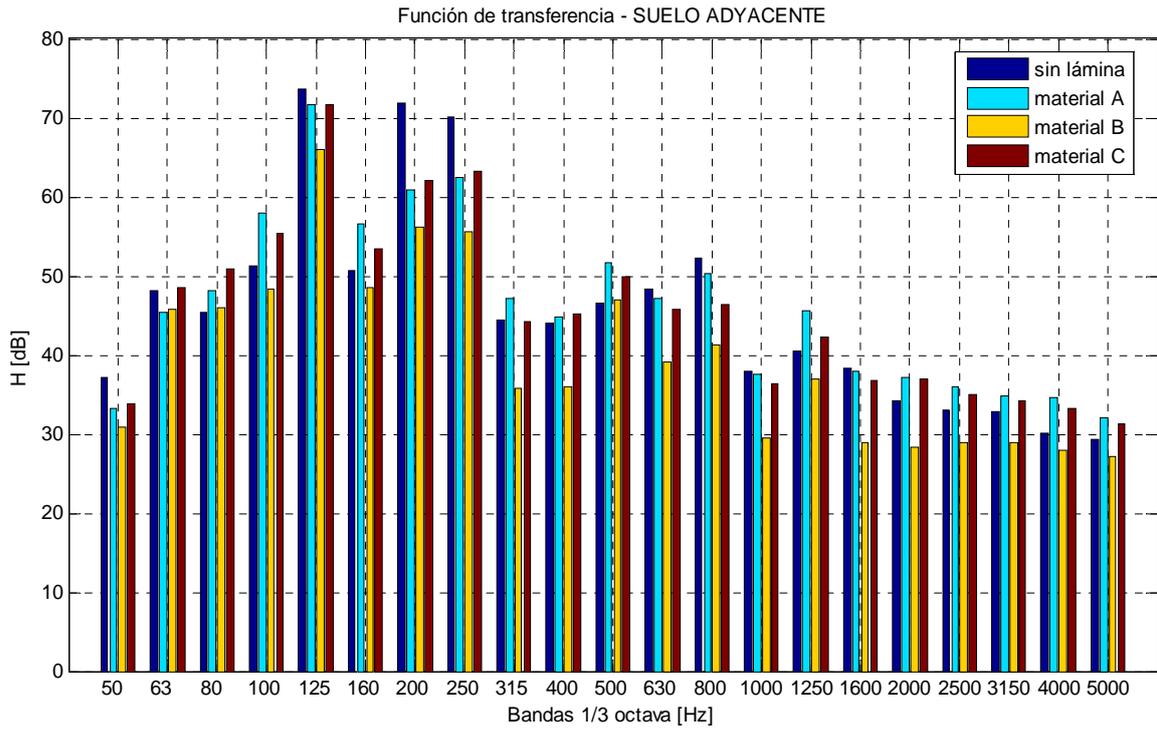


Fig.39. Suelo-Suelo adyacente

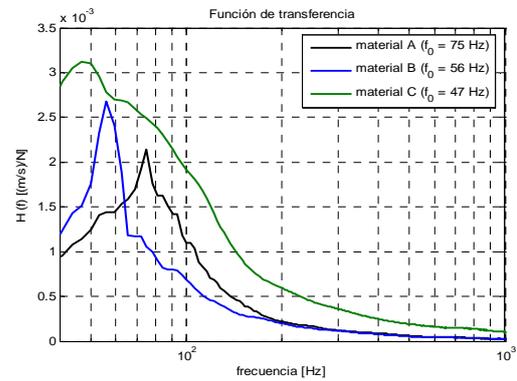


Fig.40. Función de transferencia. UNE-EN ISO 29052-1:1992

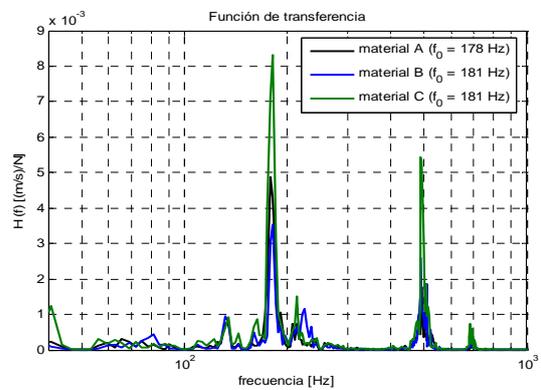


Fig.41. Función de transferencia. Metodología propuesta.

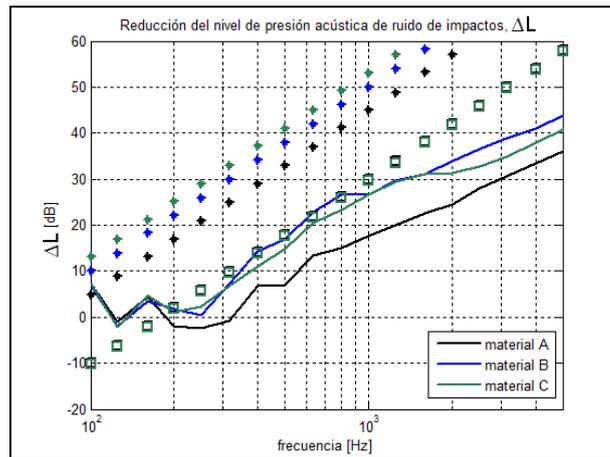


Fig.42. Mejora de impacto.

De los resultados anteriores se deduce que una configuración en esquina simple como la que se ha utilizado sería más práctica para caracterizar el material que se utiliza en suelos flotantes así como para cuantificar el efecto de este en la reducción del ruido que se transmite vía estructura.

III.4 CRUCETA.

Siguiendo la metodología descrita en el apartado anterior, se procede de igual modo a evaluar y cuantificar el efecto que produce la instalación de una solución constructiva frente a ruido de impacto pero esta vez instalando el suelo flotante sobre el forjado base de la cruceta, como se puede apreciar en la siguiente imagen. En este caso, se deciden realizar medidas empleando dos materiales diferentes (lámina flexible y lana de poliéster).

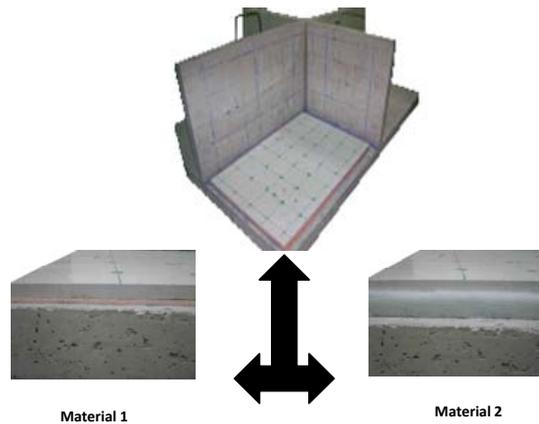


Fig.43. Cruceta. Suelos flotantes en la cruceta.

La cruceta se divide en cuatro cuadrantes, de los cuales se decide generar la excitación en el tercero de ellos. Se realizan registros en los otros tres restantes. Se decide aplicar dos tipos de excitación, transitoria, generada a partir del martillo de impactos y estacionaria, general aplicar sobre la superficie una máquina eléctrica (sierra de calar). A continuación se presentan diferentes resultados y/o representaciones para ambos tipos de excitación.

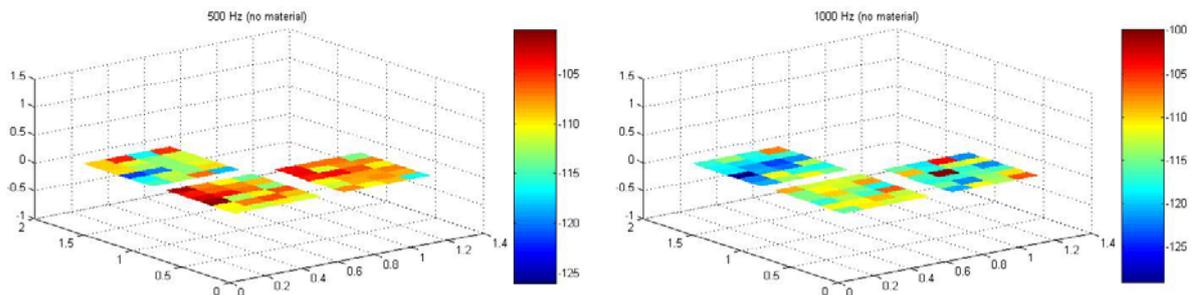


Fig.44. Respuesta vibratoria de la cruceta. (Superficies 1, 2, 4)
Frecuencia 500 y 1000Hz

Respuesta vibratoria para estado estacionario.

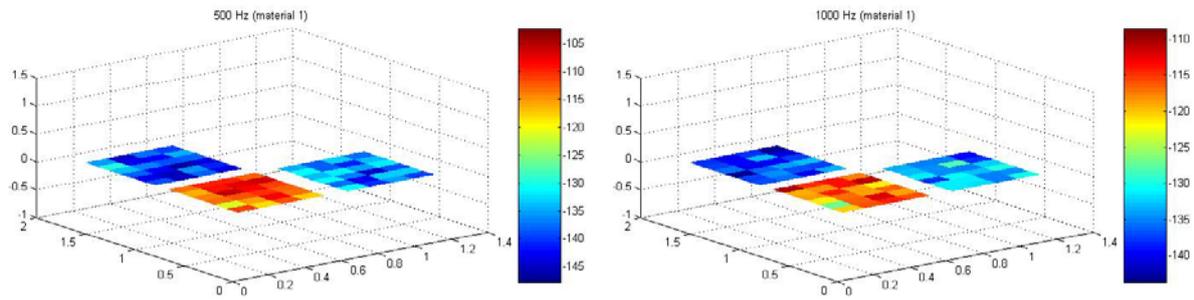


Fig.45. Respuesta vibratoria con suelo flotante 1. (Superficies 1, 2, 4)
Frecuencia 500 y 1000Hz

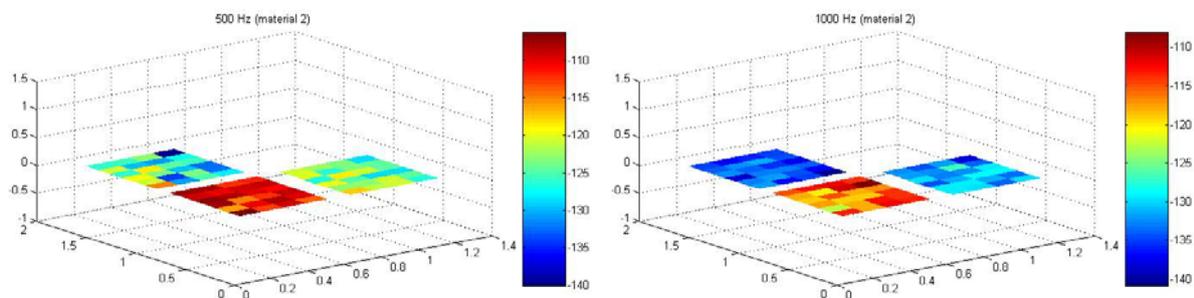


Fig.46. Respuesta vibratoria con suelo flotante 2. (Superficies 1, 2, 4)
Frecuencia 500 y 1000Hz

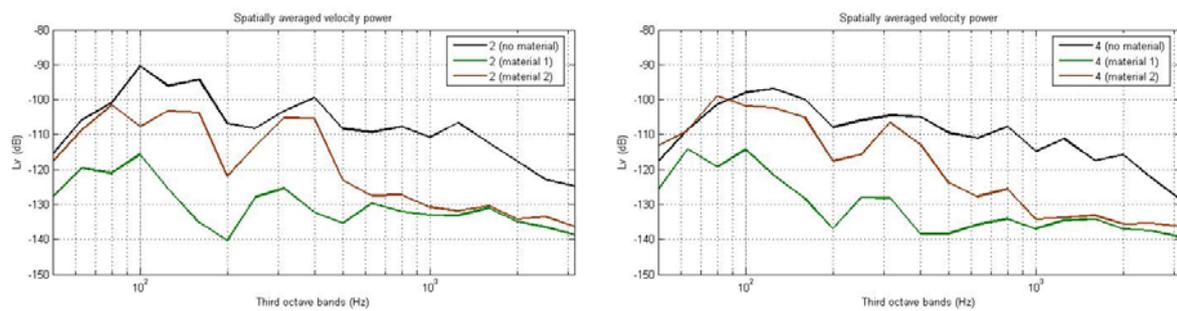


Fig.47. Distribución de velocidades.
(Superficies 2, 4)

Respuesta vibratoria para estado transitorio.

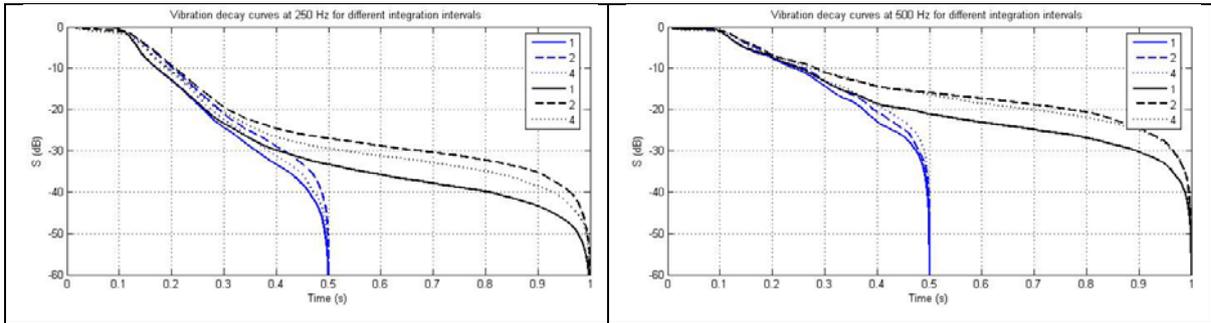


Fig.48. Curvas de caída ($t = 0.5 - 1$)s
Frecuencia 250 y 500Hz

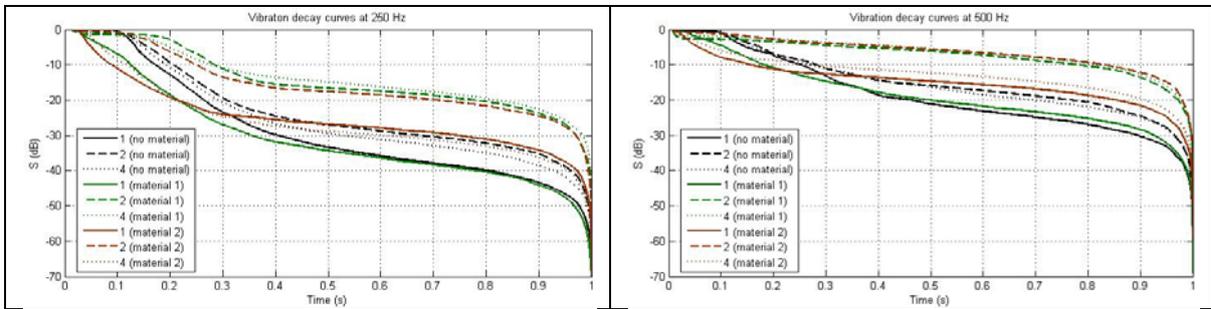


Fig.49. Curvas de caída para las diferentes superficies
Frecuencia 250 y 500Hz

Las configuraciones utilizadas permiten diferenciar claramente las diversas situaciones analizadas. Por tanto, a falta de estudios más exhaustivos, se puede afirmar que estas podrían ser aplicadas para caracterizar los materiales, tanto para obtener sus propiedades como para comprobar el efecto que causan en las paredes adyacentes.

IV. CONCLUSIONES.

Se agruparán siguiendo el mismo orden planteado en el capítulo III:

1. Respecto a las medidas en barras.
 - a. La distribución espacial de niveles de vibración (aceleración, velocidad o aceleración/fuerza) en una barra permite detectar y diferenciar discontinuidades. Uno de los parámetros que podría ser utilizado es la ROE (Relación de onda estacionaria) ya que varía en función de la naturaleza de la unión. En el congreso Tecniacústica 2010 celebrados en León se ha presentado una comunicación relacionada con estos resultados (Ver anexo I)
 - b. El balance energético entre barras acopladas, nos permite calcular un factor de acoplamiento. Un indicio de que la sistemática aplicada es correcta es que si la sección de la barra acoplada es menor, esta será menos influyente y por tanto las pérdidas por transmisión serán menores. La metodología aplicada permite detectar si se ha colocado a no material absorbente en alguna barra observando los factores de calidad, de las curvas de factores de acoplamiento. Como se ha visto en la sección correspondiente el factor de calidad disminuye, lo que implica que el factor de pérdidas aumenta.
2. Respecto a las medidas realizadas en la esquina simple, doble esquina y cruceta
 - a. El análisis de resultados permite concluir que sería viable proponer una nueva metodología para obtener la rigidez a la flexión. Esta propuesta se llevó a cabo en una comunicación presentada en el congreso Tecniacústica 2010, celebrado en León en Octubre de este año (Ver anexo I)
 - b. Cualquiera de las tres estructuras serían susceptibles de ser utilizadas para cuantificar la transmisión por flancos cuando se instalan distintos suelos flotantes teniendo, de esta forma, datos que podrían ser útiles bien para tener una idea aproximada de cómo va a responder una solución constructiva o bien para ser utilizados como calibrado a la hora de ajustar un modelo numérico.

Por último y como conclusión general, debemos decir que se ha cumplido el objetivo general de contribuir a la cuantificación de la transmisión por flancos en el contexto de la problemática del aislamiento acústico en la edificación.

Desde el principio se decidió que el trabajo iba a tener un carácter marcadamente experimental: Se ha planteado una sistemática de medidas y se han propuesto entornos de medida-modelos a escala- que pueden ser de utilidad, ya que se ha demostrado que son una alternativa complementaria mediante modelos a escala para caracterizar materiales utilizados en suelos flotantes, así como cuantificar el efecto de este en la reducción del ruido que se transmite vía estructural y el efecto que causa en las paredes adyacentes.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo se inscribe en el proyecto de investigación (BIA2007-68098-C02-01 y BIA2007-68098-C02-02).

BIBLIOGRAFÍA

- [1] UNE-EN ISO 12354-1. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Aislamiento acústico del ruido aéreo entre recintos.
- [2] UNE-EN ISO 12354-2. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos.
- [3] UNE-EN ISO 12354-1. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Aislamiento acústico del ruido aéreo contra ruido del exterior.
- [4] UNE-EN ISO 10848-1. Medida en laboratorio de la transmisión por flancos del ruido aéreo y del ruido de impacto entre recintos adyacentes. Documento marco.
- [5] Paz M., *Dinámica Estructural*. Reverté, Barcelona. Edición en Español.1992.
- [6] UNE-EN ISO 29052-1:1994. Determinación de la rigidez dinámica. Materiales utilizados bajo suelos flotantes en viviendas.
- [7] Lyon,R; Maidanik,G;Power Flow between linealy couplered oscillator. *Journal of Acoustical Society of America* 34 (5),1962,pp.623-639.
- [8] Lyon,R; Eichler,E; Random vibration of connected structures. *Journal of Acoustical Society of America* 36 (5),1964,pp.1344-1354.
- [9] Smith, P.W.jr. Response and radiation of structural modes excited by sound. *Journal of Acoustical Society of America* 34 (5),1962,pp.640-647
- [10]Maidanik,G; Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields.*Journal of Acoustical Society of America* 34,1962,pp.809-826.
- [11]Lyon,R; De jong,R; Theory and application of statistical energy analysis. Bututterworth-Heineman. Boston. Second Edition.1985.
- [12]Fahy,F.;7. Statistical energy analysis: An critical overview, *Phil. Trans. R. Soc. Lond.*A346.1994,pp. 431-447.
- [13]Christoph Kling. Investigations into damping in Building Acoustics by use of Dowscale Models.ISBN 978-8325-1985-8. <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.
- [14]Crigghton, D.G.;Modern Methods in Analytical Acoustics. Lecture Notes.ISBN 3-540-19737-0 Springer -Verlag Berlin Heidelberg New York. Chapter 8.
- [15]D. Noiseaux,"Measurement of power flow in uniform beams and plates" *J.Acoust. soc. Am.*47, 238-247(1970).
- [16]G. Pavic, "Measurement of Structure Borne Wave Intensity, part I: Formulation of the Methods", *J. Sound Vid.*49 (2),221-230(1976).
- [17]J.W. Verdheij, "Measurments of Structure-Borne Wave Intensity of Lightly Damped Pipes", *Noise Control Eng.*J. 35(2),69-76 (1990).
- [18]J. Linjama and T. Lahti,"Estimation of Bending Wave Intensitive in Beams Using the Frecuency Response Technique" *J. Sound Vib.* 153(1),21-36 (1992).
- [19]T.E. Mc Devitt, G.H. Koopmann, and C.B. Burroughs, "Two Channel Laser Vibrometer Techniques for Vibrational Intensity Measurements, Part 1: Flexural Intensity" *J. Acoust. Vib.* 115, 436-440(1993).
- [20]T.E. Mc Devitt, G.H. Koopmann, and C.B. Burroughs, "Two Channel Laser Vibrometer Techniques for Vibrational Intensity Measurements, Part 2: Longitudinal Intensity" *J. Acoust. Vib.* 115, 436-440(1993).
- [21]R.P. Szwerc and S.A.Hambric,"The Calculation and Measurement of Flexural and Longitudinal Structural Power Flow on a Tee-Shaped Beam", NSWCCD-SIG-96/014-7250. (1996).
- [22]R.P. Szwerc, C.B: Burroughs, T.E. McDevitt and S.A. Hambric, "Power flow in coupled bending and longitudinal waves in beams", *J.Acoust. Soc. Am.* 107(6) (2000).
- [23]UNE 83316 Ensayos de hormigón. Determinación del módulo de elasticidad en compresión.

ANEXO I

DETECCIÓN DE DISCONTINUIDADES EN BARRAS MEDIANTE ANÁLISIS DE SU COMPORTAMIENTO VIBRATORIO

PACS: 43.40.Jh

Hervás, C.; Carbajo, J.; Ramis, J.
Dpto. Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal
Universidad de Alicante
Apdo. Correos, 99
03080 Alicante
E-mail: jramis@ua.es

ABSTRACT

It is often necessary to increase the size of building elements. This is done through various assembly techniques using adhesives or others. This assembly generates a physical discontinuity that can be detected by analyzing the vibration behavior of the system or structure.

This paper presents an example of it taking Bateig stone type stone material beams of different sizes as experimental basis.

Key-words: Modal analysis, Damping Loss Factor, Statistical Energy Analysis

RESUMEN

A menudo se hace necesario aumentar las dimensiones de elementos constructivos. Para ello se recurre a diversas técnicas de ensamblaje utilizando adhesivos, tornillería, o la combinación de cualquiera de los anteriores. Este ensamblaje genera una discontinuidad física que puede detectarse analizando el comportamiento vibratorio del sistema o de la estructura.

En este trabajo se presenta un ejemplo de lo anterior tomando como base experimental barras de material de piedra tipo *bateig* de diferentes dimensiones.

Palabras clave: Análisis modal, Damping Loss Factor, Statistical Energy Análisis

1 INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

Este trabajo debe situarse en el context de un proyecto de investigación sobre Acústica de la edificación y forma parte de una de las experiencias para determinar el factor de acoplo (Coupling Loss Factor) entre subsistemas al mismo tiempo que se estima el límite de validez de la metodología SEA (Statistical Energy Analysis) [1,2].

Si se logra determinar con precisión los CLF entre subsistemas (cuestión esta hasta cierto punto contradictoria en sí misma) será posible, aplicando modelos SEA cuantificar la transmisión de vibraciones y por tanto el ruido que se transmite vía estructura.

Como sabemos la norma UNE-EN-12354, [3,4,5] proporciona herramientas para determinar esta la cuantificación pero parecen insuficientes.

Se trata de contribuir a un mayor grado de exactitud en las predicciones hacienda uso de modelos a escala, medias in situ y experimentos numéricos

Se muestran en la figura 1 algunas estructuras utilizadas como modelos a escala

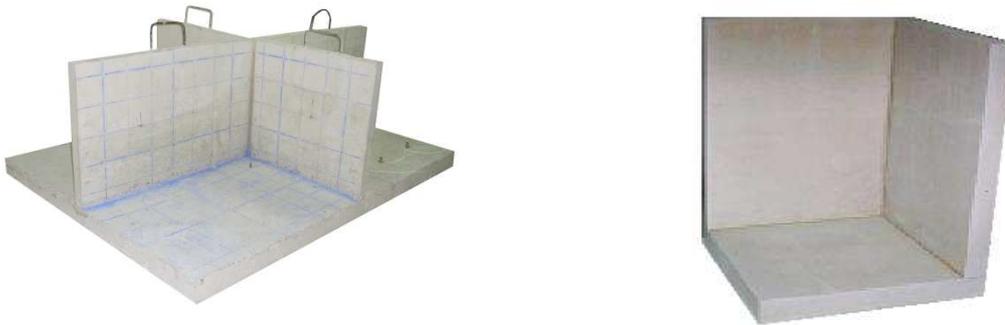


Figura1. Algunas estructuras utilizadas como modelos a escala

Es en este contexto donde se plantea el problema de determinar las pérdidas de acoplo (CLF) al unir varias de estas piezas.

Para acercarnos a la solución (experimentalmente) se ha tenido que atacar el problema básico de comparar el comportamiento vibratorio de una barra de longitud L con otra de la misma longitud pero obtenida a partir de dos trozos del mismo material. Llamaremos, desde este punto, a la primera “*barra continua*” y a la segunda “*barra discontinua*”.

Por otra parte, la necesidad de prolongar elementos constructivos conlleva aceptar una cierta discontinuidad física en la estructura final y nos conduce a una variación en el comportamiento acústico del sistema origen. Sabemos que el método SEA, que trabaja con promediados energéticos, caracteriza un subsistema i con su energía E_i y su densidad modal, n_i .

En este trabajo, se pretenden estudiar, aquellas condiciones/restricciones que nos permitan aceptar o no, la unión de dos barras (dos subsistemas), como una única barra y por tanto llegar a determinar los coeficientes de acoplo (CLF) entre ambos subsistemas. Para ello, se realiza una pequeña revisión de los conceptos fundamentales de sonido estructural se presenta el procedimiento de trabajo realizado para determinar los niveles de energía relativos. Para este fin, se han empleado distintas geometrías (barras), centrada su diferencia, en la continuidad o discontinuidad de las mismas y la combinación de dos geometrías dando lugar a una estructura con cambio de sección. En este trabajo solo se presentan los resultados correspondientes a dos barras que no cambian su sección

A continuación, se muestra la técnica empleada para unir dos barras ¿para formar un solo sistema?. Como se puede apreciar, se recurre a perforar unos centímetros ambas barras y engarzar unas varillas roscadas aplicando una masilla adhesiva que solidificará la unión.



Figura 1. Unión de dos barras

ESTRUCTURA	GEOMETRÍA	MATERIAL
Barra 1 (continua/discontinua)	$L = 1.17 \text{ m}$ $h = 0.06 \text{ m}$ $b = 0.08 \text{ m}$ $S = 0.0048 \text{ m}^2$	$E = 12.154 \text{ GPa}$ $\nu = 0.23$ $\rho = 2.200 \text{ Kg/m}^3$
Barra 2 (continua/discontinua)	$L = 1.17 \text{ m}$ $h = 0.03 \text{ m}$ $b = 0.08 \text{ m}$ $S = 0.0024 \text{ m}^2$	

Figura 2. Descripción de los materiales utilizados

2 DESARROLLO

El primer paso en el proceso experimental ha consistido en caracterizar el material utilizado en las estructuras. Para ello, se emplea una prensa multiensayo en la cual se colocará una muestra del material “tipo bateig” (ver figura 3). En dicha muestra se aplica una galga extensométrica, sensor basado en el efecto piezorresistivo. Un esfuerzo que deforma a la galga producirá una variación en su resistencia eléctrica.



Figura 3. Prensa multiensayo y detalle de la aplicación de la galga extensométrica

El proceso experimental se divide en dos partes ,el primero se atribuye a la barra continua y el segundo a la discontinua. Cada una de las barras, se divide en diferenciales de masa de igual tamaño. Las barras están ubicadas sobre unos hilos muy finos ofreciendo la máxima libertad de movimiento. En el proceso de medida, se excita la barra a través de un transductor de fuerza, se emplean tres sensores de aceleración y se realizan 4 adquisiciones resultando un total de 12 puntos de medida (ver ilustración 4) en cada una de las barras.

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo de energías que se representa en las figuras siguientes se presentan a continuación:

- Ecuación genérica

$$E = m \langle v^2 \rangle = m \frac{\sum_{f=f_i}^{f_f} v(f)^2}{N}$$

siendo $[f_i, f_f]$ el intervalo en frecuencia sobre el que se promedia y N el número de valores en frecuencia empleados para dicho promedio.

- Ecuaciones particulares

$$E_{B1} = m_{B1} \langle v_{B1}^2 \rangle$$

$$E_{B2} = m_{B2} \langle v_{B2}^2 \rangle$$

$$E_{Csec} = m_{Csec} \langle v_{Csec}^2 \rangle$$

siendo $m_{B1} = 12.355 \text{ Kg}$, $m_{B2} = 6.1776 \text{ Kg}$ y $m_{Csec} = 8.9760 \text{ Kg}$.

Para el cálculo del nivel de energía relativo LE_r , no hay más que coger el valor de energía obtenido en cada punto y dividirlo entre el valor máximo de entre todos los puntos de la estructura, expresándolo en decibelios:

$$LE_r = 10 \log_{10} \left(\frac{E}{E_{max}} \right)$$

siendo E la energía en el punto en cuestión y $E_{max} = \max_{v_i}(E_i)$.

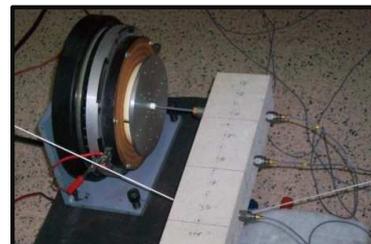


Figura 1. Adquisición de datos

Para el el procesado de datos se opta por el cálculo de energías promediadas en espacio y frecuencia. Posteriormente se obtiene el nivel de energía relativo que consiste en la relación de la energía en cada punto y el valor máximo, expresado en decibelios.

A continuación se muestran algunos de los resultados más significativos.

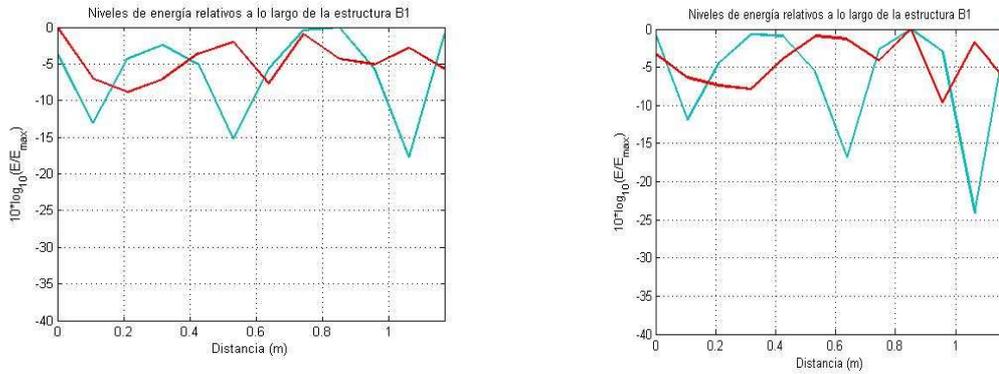


Figura 5. Niveles de energía relativos a lo largo de la barra B1 Rojo 2KHz) .Verde 500 Hz. Izquierda: Continua . Derecha: Discontinua.

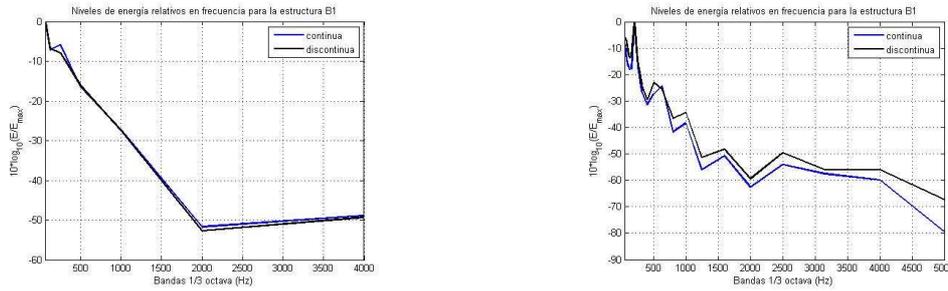


Figura 6. Niveles de energía relativos a lo largo de la barra B1 en octavas (izquierda) y tercios de octava (derecha). Se aprecia una tendencia similar

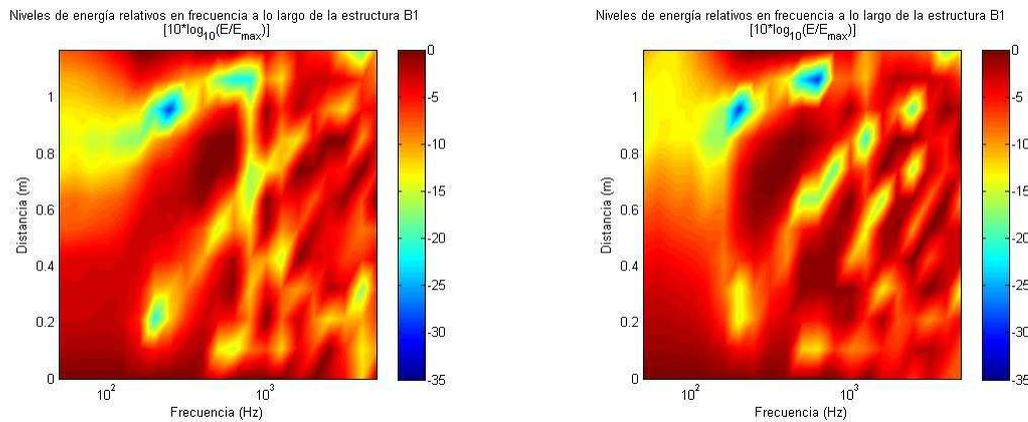


Figura7. Respuesta en frecuencia a todas las distancias

3 CONCLUSIONES

La sistemática expuesta permite distinguir distintos tipos de uniones y cuantificar la pérdida energética que se produce en un encuentro entre dos subsistemas.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido financiado por el Ministerio de Educación y Ciencia (BIA2007-68098-C02-01 y BIA2007-68098-C02-02)

REFERENCIAS

- [1] Lyon,R; Maidanik,G;Power Flow between linealy couupled oscilator. Journal of Acoustical Society of America 34 (5),1962,pp.623-639.
- [2] Lyon,R; Eichler,E; Random vibration of connected structures. Journal of Acoustical Society of America 36 (5),1964,pp.1344-1354.
- [3] [UNE EN 12354-1: 2000 Acústica de la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 1: Aislamiento acústico a ruido aéreo entre recintos.
- [4] UNE EN 12354-2: 2001 Acústica de la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 2: Aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos.
- [5] UNE EN 12354-3: 2001. Acústica de la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 3: Aislamiento acústico a ruido aéreo contra el ruido del exterior.Möser M., Barros J.L, Ingeniería Acústica. ISBN 978-3-642-02543-3
- [6] Fahy,F.;7. Statistical energy analysis: An critical overview, Phil. Trans. R. Soc. Lond.A346.1994.pp. 431-447.
- [7] Christoph Kling. Investigations into damping in Building Acoustics by use of Dowscale Models.ISBN 978-8325-1985-8. <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.
- [8] Crighthton, D.G.;Modern Methods in Analytical Acoustics. Lecture Notes.ISBN 3-540-19737-0 Springer -Verlag Berlin Heidelberg New York. Chapter 8.

UNA ALTERNATIVA PARA LA CARACTERIZACIÓN DE LA LÁMINA FLOTANTE EN SUELOS FLOTANTES

PACS: 43.55.Ti

Ramis, J.¹, Carbajo, J.¹, Hervás, C.¹, Alba, J.²

1 Dpto. Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal

Universidad de Alicante

Apdo. Correos, 99

03080 Alicante

E-mail: jramis@ua.es, jesus.carbajo@ua.es, carhergo@ua.es

2 Escuela Politécnica Superior de Gandía.

Universidad Politécnica de Valencia

Grao de Gandía 46730 (Valencia)

E-mail: jesalba@fis.upv.es

ABSTRACT

As is known, floating floors are formed by a laminate floating floor installed between the base (slab) and finishing the slab. The standard applied to characterize the floating layer is the UNE EN ISO 9052:1989 [1]. This standard proposes a configuration in which the prismatic piece is placed on the material under study. Based on the response of an accelerometer when the piece is subjected to an impact by a hammer impact, the dynamic stiffness is obtained. The procedure involves accepting that the system behaves in accordance with a model that is not always verified. In this paper, the authors propose an alternative to the aforementioned Standard consisting of an experimental setup that reproduces settings commonly found in building systems by using scaled models.

RESUMEN

Como es conocido, los suelos flotantes están formados por una lámina flotante que se instala entre el suelo base (forjado) y la losa de acabado. La normativa que se aplica para caracterizar esa lámina flotante es la UNE EN ISO 9052:1989 [1]. En esta normativa se propone una configuración en la que la pieza prismática se coloca sobre el material bajo estudio. A partir de la respuesta de un acelerómetro cuando la pieza es sometida a un impacto mediante un martillo de impactos se obtiene la rigidez dinámica. El procedimiento implica aceptar que el conjunto se comporta de acuerdo con un modelo que no siempre se verifica. En este trabajo los autores proponen una alternativa a la norma anteriormente citada que consiste en un montaje experimental que reproduce a escala configuraciones habitualmente encontradas en sistemas constructivos.

Palabras-clave: Rigidez dinámica, Suelo flotante, ruido de impactos

1 INTRODUCCIÓN

Los suelos flotantes están formados por una lámina flotante que se instala entre el suelo base (forjado) y la losa de acabado. La normativa que se aplica para caracterizar esa lámina flotante es la UNE EN ISO 9052:1989 [1]. En esta normativa se propone una configuración en la que la pieza prismática se coloca sobre el material bajo estudio. A partir de la respuesta de un acelerómetro cuando la pieza es sometida a un impacto mediante un martillo de impactos se obtiene la rigidez dinámica. El procedimiento implica aceptar que el conjunto se comporta de acuerdo con un modelo que no siempre se verifica. En este trabajo los autores proponen una alternativa a la norma anteriormente citada que consiste en un montaje experimental que reproduce a escala configuraciones habitualmente encontradas en sistemas constructivos (figura 1).



Figura 2. Setups experimental propuesto.

2 CONCEPTOS

2.1 MEDIDA DE LA RIGIDEZ DINÁMICA SEGÚN LA UNE-EN ISO 9052:1989

En la parte 1 de la norma [1] se especifica la metodología a seguir a la hora de determinar la rigidez dinámica s' de materiales elásticos comúnmente utilizados bajo suelos flotantes.

Mediante un método de resonancia, en el que comúnmente se utilizan señales de tipo impulsivo (con un martillo de impactos), se obtiene la frecuencia de resonancia f_r de la vibración vertical del sistema masa-muelle, donde la masa corresponde a la placa de carga y el muelle a la muestra del material elástico bajo ensayo.

Así, la rigidez dinámica aparente por unidad de superficie s'_t de la muestra se obtiene según:

$$s'_t = 4\pi^2 m'_t f_r^2 \quad (1)$$

en MN/m^3 , siendo m'_t la densidad superficial de la masa total empleada durante el ensayo. El valor de la rigidez dinámica por unidad de superficie s puede depender también de la resistividad al flujo de aire r [2] según un término correctivo s'_a que depende de la porosidad de la muestra en cuestión. La ecuación resultante sería:

$$s' = s'_t + s'_a \quad (2)$$

siendo $s'_a = \rho_0/d \cdot \varepsilon$, siendo ρ_0 la densidad del aire en Kg/m^3 , d el espesor y ε la porosidad de la muestra bajo ensayo. Así mismo, la frecuencia de resonancia obtenida nos permite calcular la

reducción del nivel de presión acústica de impactos ΔL en dB de estos materiales como suelos flotantes asfálticos según:

$$\Delta L = 40 \log \frac{f}{f_0} \quad (3)$$

siendo ésta válida para valores de f por encima de f_0 .

Algunas de las limitaciones que presenta dicha normativa son:

- No hace distinción entre amortiguamientos de tipo viscoso o histerético, siendo esto relevante si se considera que las tres frecuencias modales (natural, de oscilación y de resonancia) coinciden.
- Es necesario establecer una relación entre la masa de la placa de carga que se utiliza y la densidad del material a medir.
- En cuanto a los puntos de la placa de carga sobre los que se realiza la excitación, no influye en la disposición de los mismos sobre la misma.

Además, no dejan de ser valores obtenidos a partir de un ensayo que dista de las condiciones en las que estos materiales se instalan como lámina flexibles en suelos flotantes. Es por ello que se presenta una metodología alternativa con la intención de que se asemeje más al contexto descrito.

2.2 METODOLOGÍA PROPUESTA

El planteamiento de una metodología alternativa surge con el propósito de despejar la incertidumbre en torno al procedimiento de [1] a partir de una serie de modelos a escala como los que se muestran en la siguiente figura:

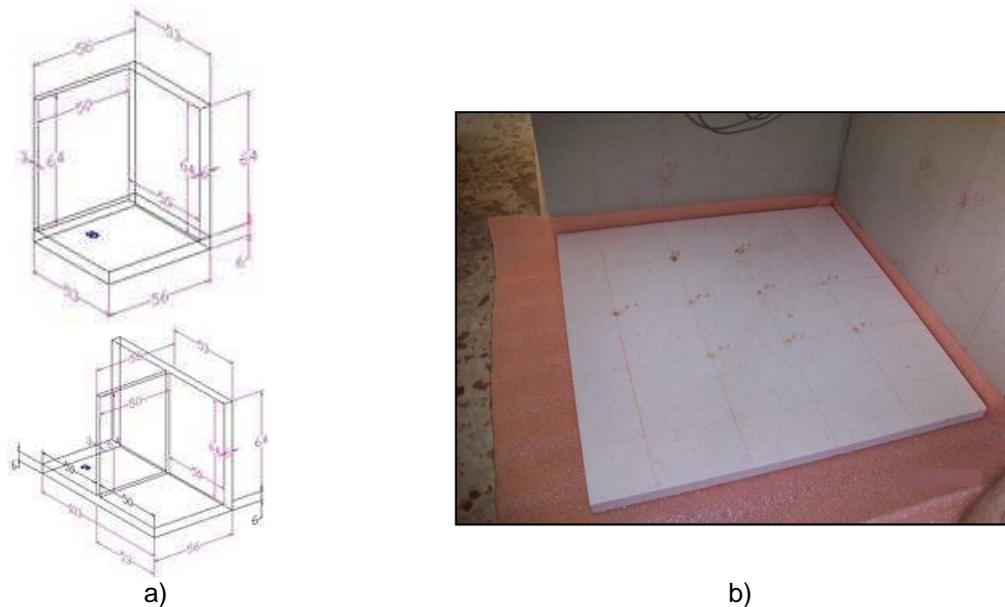


Figura 2 . Modelos a escala. a) Cuadrantes simple (superior) y doble (inferior). b) Montaje experimental material+placa de carga.

Ambas estructuras están compuestas de un material cuyas características se asemejan a las de los distintos tipos de hormigón que encontramos en la edificación, permitiéndonos así acercarnos más a las condiciones finales en las que comúnmente se instalan los suelos flotantes. Para emular dichas condiciones se empleará una placa de carga de superficie similar a la del propio suelo de las estructuras y un espesor de 20 mm.

3 DESARROLLO

El ensayo llevado a cabo con las dos estructuras expuestas anteriormente pretendía comparar los resultados obtenidos para distintos materiales de extendido uso en el ámbito de la edificación como suelos flotantes. En la siguiente figura se muestran las características de los materiales cuyos resultados se pretenden comparar para las distintas configuraciones:

<i>material A</i>	<i>material B</i>	<i>material C</i>
$d_A = 3 \text{ mm}$ $\rho_A = 20 \text{ Kg/m}^3$	$d_B = 5 \text{ mm}$ $\rho_B = 20 \text{ Kg/m}^3$	$d_C = 10 \text{ mm}$ $\rho_C = 35 \text{ Kg/m}^3$
		

Figura 3 . Materiales sometidos a ensayo.

El ensayo será muy similar para ambos modelos. Se excitará uno de los suelos mediante un martillo de impactos y se registrarán los espectros de una serie de acelerómetros dispuestos en un mallado uniforme sobre cada una de las caras de interés, además de la propia fuerza con la que se produjo la excitación. La comparativa entre unos materiales y otros se realizará a partir de las funciones de transferencia (velocidad/fuerza) promediadas sobre cada una de las caras.

3.1 CUADRANTE SIMPLE

Dado que las paredes verticales de la estructura cuadrante simple tienen distinto espesor, en un primer paso se obtuvieron las funciones de transferencia en tercios de octava para cada una de estas, las cuales distinguiremos como pared 1 (estrecha) y pared 2 (gruesa). En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos para cada material:

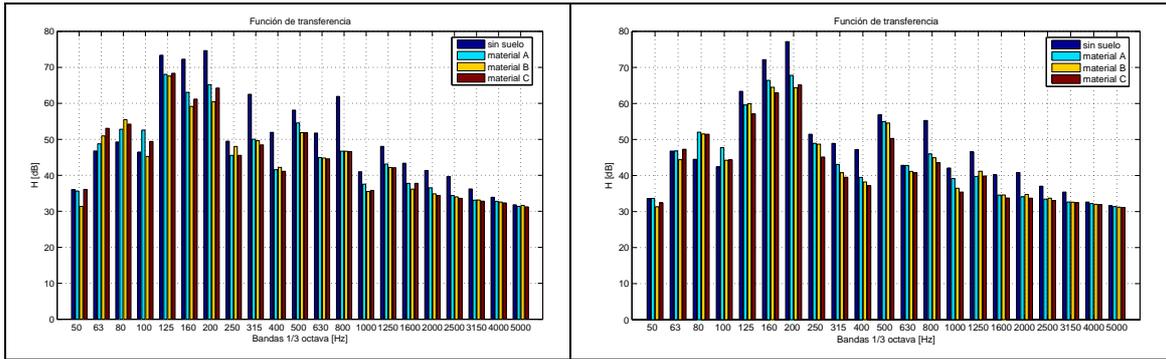


Figura 4 . Funciones de transferencia pared-suelo. a) Pared 1. b) Pared 2.

Se puede apreciar que para frecuencias por encima de los 100 Hz el efecto de los suelos empieza a ser perceptible (esto será así principalmente porque el patrón modal dominante para frecuencias más bajas es el de la propia estructura del modelo).

3.2 CUADRANTE DOBLE

En el caso del cuadrante doble se ha repetido el procedimiento de las medidas del cuadrante simple, pero en este caso se compararán las funciones de transferencia obtenidas a partir de los registros realizados en el suelo adyacente al que es sometido a excitación.

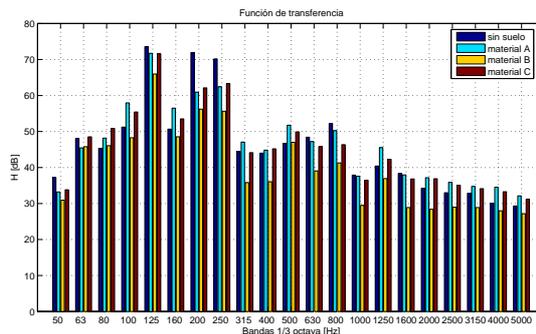


Figura 5 . Funciones de transferencia suelo-suelo. a) Pared 1. b) Pared 2.

3.3 ESTUDIO DE LA RIGIDEZ DINÁMICA

Anteriormente se exponían algunas de las principales limitaciones que ofrece la normativa UNE EN ISO 9052:1989 para obtener la rigidez dinámica de una manera fiable y coherente con las condiciones en las que a posteriori dichos materiales son instalados. Es por ello que se ha procedido a comparar los resultados obtenidos según [1], [3] y la metodología propuesta a partir de modelos a escala tomando el modelo cuadrante simple.

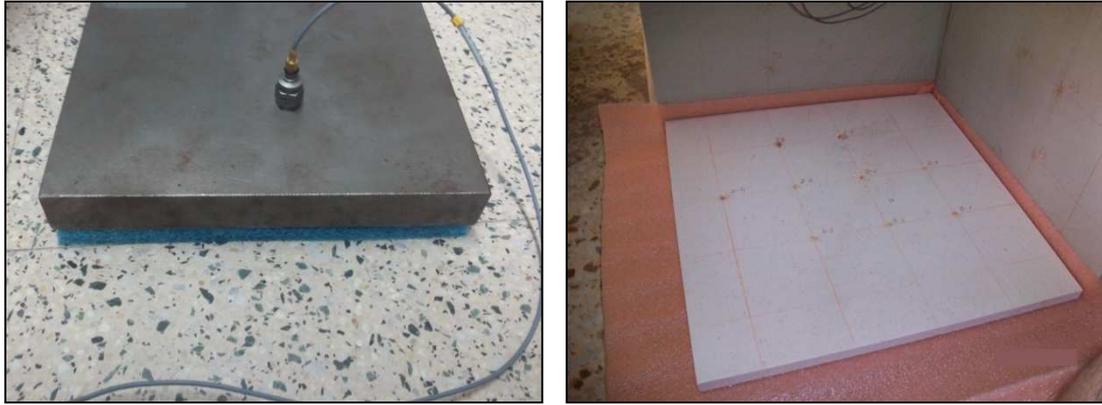


Figura 6 . Montaje experimental. a) UNE-EN ISO 9052:1989. b) Metodología propuesta.

Las funciones de transferencia obtenidas para cada caso se muestran en la siguiente figura:

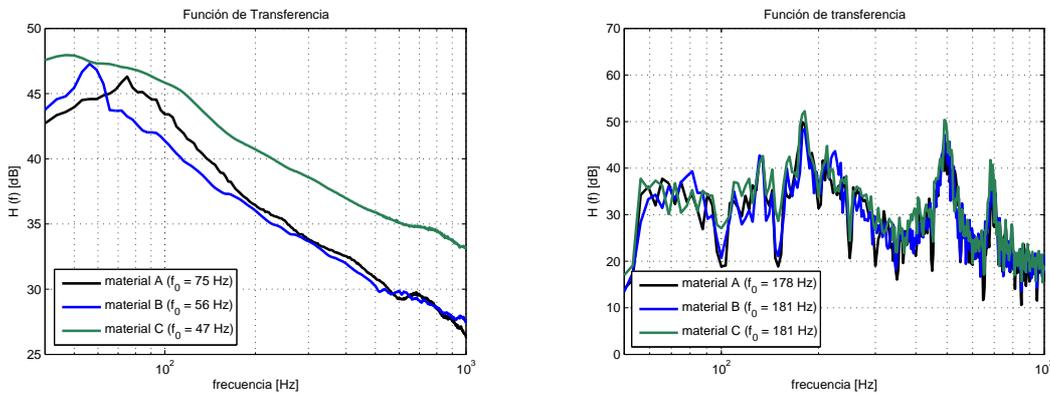


Figura 7. Funciones de transferencia. a) UNE-EN ISO 9052:1989. b) Metodología propuesta.

Los valores de rigidez dinámica obtenidos para cada una de las metodologías expuestas y para cada uno de los materiales se muestran en la siguiente tabla:

	<i>material A</i>	<i>material B</i>	<i>material C</i>
Valor según normativa UNE-EN ISO 140-8	27	32	7,9
Valor según normativa UNE EN ISO 9052-1989	44	24	17
Valor según metodología propuesta	24	24	25

Tabla 1 . Valores de rigidez dinámica (MN/m^3) obtenidos según las distintas metodologías.

Si utilizamos los valores de frecuencia de resonancia f_r obtenidos en los distintos casos y los sustituimos en la ecuación (3) obtenemos la reducción del nivel de presión acústica de ruido de impactos que compararemos con ensayos llevados a cabo según [3]. Como se puede apreciar en la siguiente figura, la metodología propuesta presenta resultados satisfactorios en parte del intervalo de frecuencia bajo estudio:

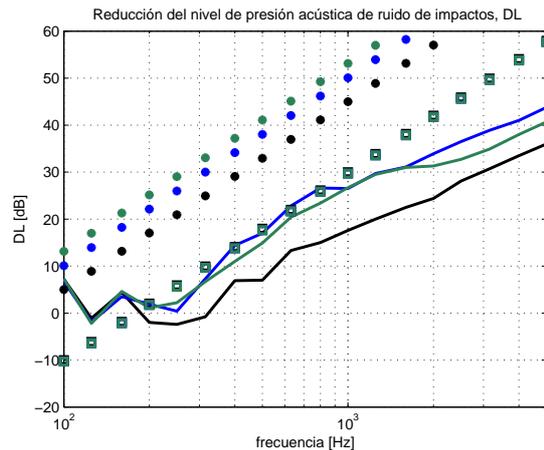


Figura 8. Reducción del nivel de presión acústica de ruido de impactos medido según UNE-EN ISO 140-8 (—), UNE-EN ISO 9052 (o) y metodología propuesta (□).

4 CONCLUSIONES

Se ha presentado una alternativa para la caracterización de las láminas que se utilizan para la construcción de suelos flotantes, que a falta de estudios más rigurosas parece presentar ventajas frente al montaje experimental propuesto por la normativa.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido financiado por el Ministerio de Educación y Ciencia (BIA2007-68098-C02-01 y BIA2007-68098-C02-02).

REFERENCIAS

- [1] UNE-EN ISO 9052:1989: Determinación de la rigidez dinámica. Parte1: materiales utilizados bajo suelos flotantes en viviendas.
- [2] UNE-EN ISO 9053: Acústica. Materiales utilizados en aplicaciones acústicas. Determinación de la resistencia al flujo de aire.
- [3] UNE-EN ISO 140-8. Medición del aislamiento acústico en los edificios y de los elementos de construcción.