

## 04.06. Aislamiento del sonido

El aislamiento del sonido consiste en impedir su propagación por medio de obstáculos reflectores. Como ya se indicó en el apartado 3.2 (Reflexión del sonido), siempre que se trata de lograr un gran factor de reflexión hay que interponer en el camino del sonido un medio cuya impedancia  $Z$  sea lo más diferente posible a la del medio que conduce el sonido; por tanto, es lógico tratar por un lado el aislamiento del sonido en el aire u otro medio gaseoso (baja impedancia) y, por otro, el aislamiento en sólidos (alta impedancia).

### 04.06.01. AISLAMIENTO DEL SONIDO TRANSMITIDO POR EL AIRE

El sonido transmitido por el aire es lo que normalmente se llama *ruido aéreo*, y así lo denominaremos en adelante.

Si colocamos una barrera entre dos locales para conseguir un aislamiento al ruido aéreo, la transmisión del ruido de un local a otro se puede realizar por distintos caminos; como se ve en la Fig. 13.

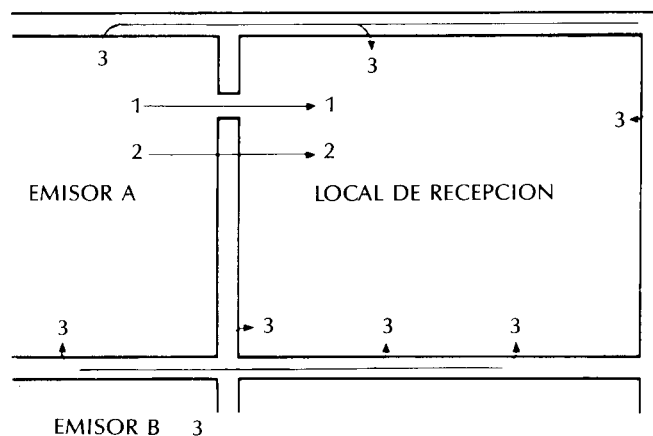


Fig. 13.

- a) Por vía directa 2, que se puede descomponer en dos causas principales.
  - La porosidad a través de fisuras e intersticios.
  - El efecto de diafragma, es decir, flexión bajo el efecto de la presión sonora, como en una membrana.
- b) Por vías indirectas, como conductos 1 y paredes adyacentes 3.

#### 04.06.01.01. Medidas

Hay diversos índices normalizados para cuantificar el aislamiento al ruido aéreo. Veamos los más usados:

- *Aislamiento acústico* ( $D$ ): Es la diferencia de niveles de presión acústica que existe entre el nivel acústico del local donde está la fuente (local emisor) y el del local donde se recibe el sonido (local receptor).

Se calcula mediante la expresión:

$$D = L_1 - L_2 \quad \text{dB}$$

Este valor puede corresponder a una sola frecuencia, a una banda de frecuencia o al espectro total de frecuencias.

- *Aislamiento acústico normalizado* ( $D_n$ ): Es la diferencia de niveles de presión acústica entre el local emisor y el receptor; pero teniendo en cuenta la influencia que, sobre el nivel, ejerce la reverbera-

ción. En el local receptor, si existe una reverberación elevada, el valor del nivel acústico  $L_2$  es mayor que el que cabría esperar debido al aislamiento producido por la pared, con lo que el aislamiento acústico se reduce. Lo contrario ocurrirá en el caso de elevada absorción: baja reverberación.

Para tener en cuenta esta incidencia, se efectúa una corrección de los resultados considerando que una habitación con un amueblamiento normal posee un tiempo de reverberación de 0,5 segundos, o, según otra normativa, un área de absorción equivalente de  $10 \text{ m}^2$ .

Por tanto, el aislamiento acústico normalizado, para una frecuencia determinada entre dos locales de una vivienda, se calcula mediante la expresión:

$$D_n = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{T}{0,5} = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{10}{A} \quad \text{dB}$$

siendo:

T = Tiempo de reverberación del local receptor para la frecuencia considerada.

A = Área de absorción equivalente del local receptor para la frecuencia considerada.

— *Índice de debilitamiento acústico* (R): Este índice se utiliza generalmente para medidas en laboratorio (cámaras de transmisión) y se define como:

$$R = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad \text{dB}$$

siendo  $W_1$  y  $W_2$  las potencias acústicas incidentes sobre la muestra y transmitida por ella. En el caso de campo acústico difuso, que es como se ensaya en el laboratorio, se puede evaluar por la fórmula:

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{A} \quad \text{dB}$$

siendo:

S = Superficie de la muestra a ensayar ( $\text{m}^2$ ).

A = Área de absorción equivalente de la sala de recepción ( $\text{m}^2$ ).

#### 04.06.01.02. Aislamiento de paredes simples

Se entiende por pared simple la que no está formada por varias paredes independientes, es decir, no es necesario que sea una pared homogénea (de un solo material), sino que debe cumplir que los puntos situados sobre una misma normal no modifiquen su distancia mutua cuando la pared realice vibraciones.

Para obtener un buen aislamiento acústico, estas paredes se deben construir de acuerdo con los siguientes puntos:

- Suficientemente pesadas.
- Débilmente rígidas.
- Estancas de aire.

##### a) Ley de masa y de frecuencia

Para una pared simple, la ley de masa y frecuencia (Ley de Berger) indica que el aislamiento acústico es mayor cuanto mayor sea su masa superficial (masa por unidad de superficie), es decir, más *pesadas*, y también es mayor para frecuencias altas.

La expresión de esta ley es:

$$D = 20 \log \frac{\omega \cdot m}{2 \cdot Z} \quad \text{dB}$$

siendo,  $\omega$  = Pulsación [ $\omega=2\pi f$ ] (Hz).

m = Masa superficial ( $\text{kg}/\text{m}^2$ ).

Z = Impedancia acústica del aire (Rayls).

Esto, pasado a una gráfica normal o semilogarítmica, nos da el aislamiento acústico en función de la masa superficial, para una serie de frecuencias dadas.

Teóricamente, esta ley nos dice que doblando la masa se consigue una mejora de 6 dB en el aislamiento.

Esta ley es experimental, por tanto no es absoluta, sino aproximada, si bien se utiliza mucho para dar una primera idea del comportamiento acústico de una pared.

### b) Aislamiento real de paredes simples

La ley de masas sólo se cumple en un intervalo de frecuencias que está determinado por dos frecuencias características de una pared real y en el entorno de los cuales no se cumple la ley de masas, con una reducción notable del aislamiento acústico.

- La frecuencia natural del sistema ( $f_0$ ) como un todo, que depende de la masa de la pared y de las sujeciones perimetrales de la hoja.
- La frecuencia crítica o de coincidencia  $f_c$ , en la cual las ondas incidentes coinciden en frecuencia con las ondas longitudinales de flexión de la pared.

Esta frecuencia depende exclusivamente del material de la pared y de su espesor, según la expresión:

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi \cdot d} \sqrt{\frac{12\rho}{E} (1 - \mu^2)}$$

donde:

c - Velocidad del sonido en el aire (m/seg).

d - Espesor de la pared (m).

$\rho$  - Densidad del material de la pared ( $\text{kg/m}^3$ ).

$\mu$  - Coeficiente de Poisson.

E - Módulo de Young ( $\text{N/m}^2$ ).

En la Fig. 14 se indican los valores de las frecuencias críticas de los materiales más habituales en la edificación.

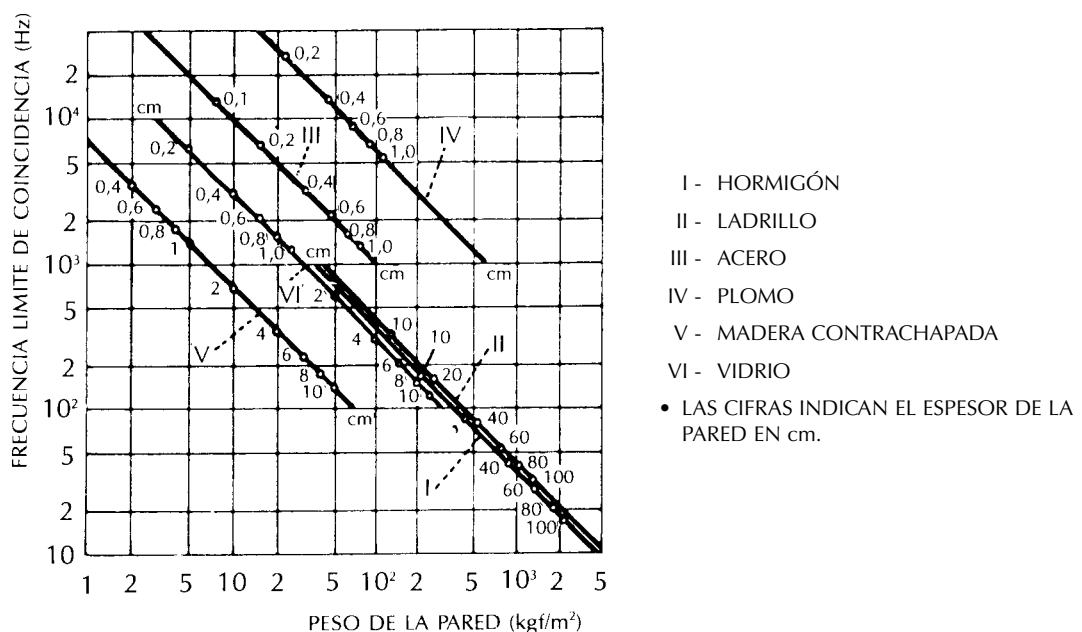


Fig. 14.

Se observa que existen tres zonas donde el aislamiento acústico está gobernado por diferentes factores, tal como se representan esquemáticamente en la Fig. 15.

- La zona de «dominio de la elasticidad» ( $f < f_0$ ), que corresponde en general a muy bajas frecuencias y con un aislamiento descendente hasta « $f_0$ », donde es casi nulo.
- La zona de «dominio de la masa», que sí está gobernada por la ley de masas, caracterizada por  $f_0 < f < f_c$  aproximadamente, donde:

$$R = 20 \log (m \cdot f) - 42 \quad (\text{dB})$$

- La zona de «dominio del amortiguamiento interno», que corresponde a  $f > f_c$ , en la cual el aislamiento baja de modo considerable hasta  $f_c$  y aumenta desde ese valor de un modo progresivo.

En esta zona, el factor que gobierna las variaciones del aislamiento es el amortiguamiento interno ( $\eta$ ) del material, es decir, la capacidad del material para absorber energía de vibración a las ondas de flexión.

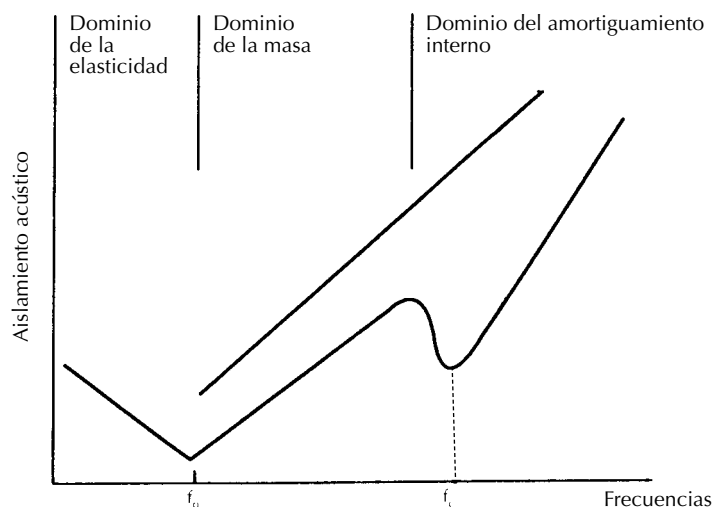


Fig. 15. Aislamiento acústico de una pared simple.

Toda esta problemática está bien estudiada para las paredes simples de obra que se utilizan en la Edificación, como se representa en la Fig. 16.

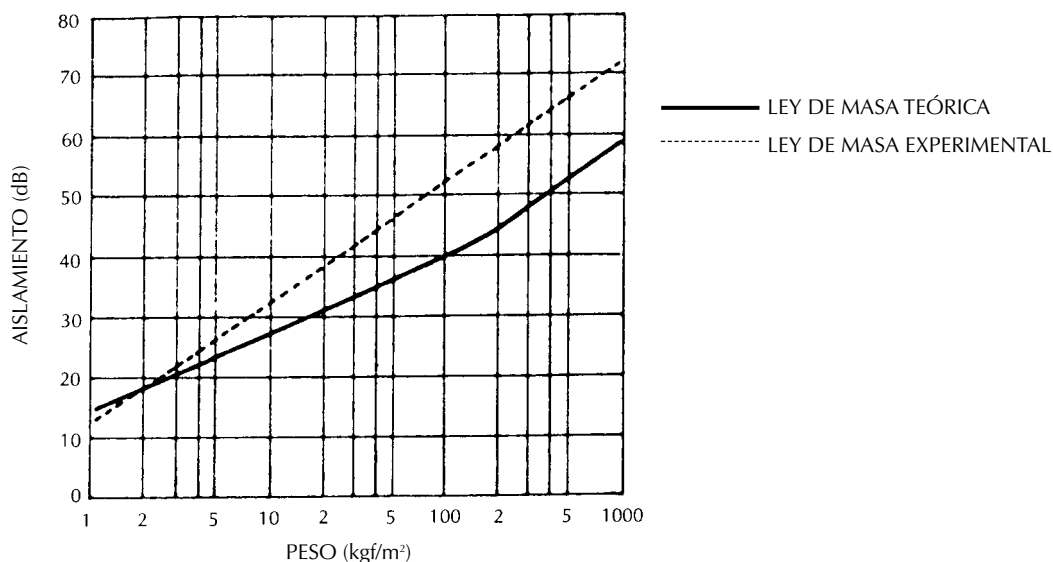


Fig. 16.

La curva de trazos indica el valor del aislamiento en función de la masa para la pared ficticia considerada (Ley de masa teórica).

Sin embargo, en la práctica, y de acuerdo con los ensayos realizados en laboratorio con distintos tipos de materiales, se ha podido comprobar que los resultados obtenidos son inferiores (curva llena).

Se observa que existe una diferencia notable en el aislamiento de 10-15 dB para pérdidas reales, entre la ley de masa teórica y las medidas reales, debido a los factores de influencia explicados.

#### **NOTA: Importancia de la estanquidad**

Los defectos en las juntas de albañilería, las rendijas en puertas y ventanas, las juntas de paneles prefabricados, etc., juegan un papel nefasto cara al aislamiento acústico, dando lugar a las «fugas acústicas» o «puentes acústicos» (por asimilarlos a los puentes térmicos). Estas fugas dejan pasar fundamentalmente las frecuencias agudas, con lo que el problema se agrava (recordar la sensibilidad del oído a dichas frecuencias).

#### **03.06.01.03. Paredes múltiples**

En el punto anterior se ha determinado el valor real del aislamiento acústico de una pared simple.

Si dicha pared de masa «m» la dividimos en dos hojas de masas  $m_1 + m_2 = m$  y las separamos una distancia «d», el conjunto ofrece un aislamiento acústico superior al de la pared simple de masa equivalente.

Este hecho representa un paso importante en el aligeramiento de las soluciones constructivas para un mismo valor de aislamiento acústico. Además este aligeramiento puede ser muy notable con la utilización de materiales ligeros blandos a la flexión (es decir, de  $f_c$  elevada), como se verá más adelante.

El análisis del aislamiento, en este caso, nos lleva a la aparición de frecuencias en el entorno de las cuales existe una fuente reducción del aislamiento. En este caso se trata de la «frecuencia natural del sistema» y de las «frecuencias de cavidad», que dan lugar a zonas dominadas por diversos factores de influencia.

a) La frecuencia natural del sistema ( $f_0$ ) se refiere a un conjunto de masas  $m_1$  y  $m_2$ , unidas por un resorte de rigidez K.

Este sistema de masa-muelle-masa, con la capacidad de vibrar, posee una frecuencia de resonancia propia que viene definida por la siguiente expresión:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}} \quad \text{Hz}$$

donde:

K - Rigidez del medio separador ( $\text{N/m}^3$ ).

$m_1$  y  $m_2$  - Masas de los elementos ( $\text{kg/m}^2$ ).

El medio separador puede estar constituido por aire, un material determinado o un sistema mecánico. Si el medio lo constituye el aire, la frecuencia de resonancia viene dada por la expresión:

$$f_0 = \frac{615}{\sqrt{d}} \sqrt{\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}} \quad \text{Hz}$$

donde:

d - Espesor de la capa de aire (cm).

$m_1$  y  $m_2$  - Masas superficiales, en  $\text{kg/m}^2$ .

Esta frecuencia será tanto más baja cuanto mayores sean las masas y/o mayor la distancia entre ellas. Para esta frecuencia, el aislamiento acústico es muy bajo, prácticamente nulo; por tanto, se debe conseguir que esta frecuencia sea lo más baja posible, ya que la sensibilidad del oído disminuye al disminuir la frecuencia. Normalmente se busca que esta frecuencia esté por debajo del campo de medida (100 Hz).

Algunos estudios aconsejan que esta frecuencia sea menor de 75 Hz, y otros, más exigentes, recomiendan que sea menor de 60 Hz. Para estos dos casos, se obtienen las relaciones prácticas siguientes:

$$\text{— Para } f_0 < 75 \text{ Hz; } d > 67 \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \text{ cm}$$

$$\text{— Para } f_0 < 60 \text{ Hz; } d > 105 \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \text{ cm}$$

b) La zona de «dominio de la elasticidad» ( $f < f_0$ ), en que el comportamiento del sistema es idéntico al de una sola hoja de masa  $m_t = m_1 + m_2$ .

Precisamente para  $f = f_0$ , el aislamiento es casi nulo.

c) La zona de «dominio de las masas» ( $f_0 < f < f_{\text{cavidad}}$ ).

Para frecuencias superiores a la frecuencia de resonancia es donde realmente se aprecia la ventaja de la doble pared, ya que para una masa equivalente a la pared simple la mejora del aislamiento teórica alcanza los 18 dB al duplicar la frecuencia, en vez de 6 dB.

El nivel de aislamiento obtenido en esta zona de frecuencias a nivel teórico puede calcularse mediante la expresión siguiente:

$$R = 20 \log \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot d}{2\rho^2 c^3} \cdot \omega^3$$

donde:

$m_1$  y  $m_2$  - Masas de elementos ( $\text{kg/m}^2$ ).

$d$  - Espesor de la capa de aire (m).

$\omega$  - Frecuencia angular  $\omega = 2\pi f$  (Hz).

$\rho$  - Densidad de aire ( $\text{kg/m}^3$ ).

$c$  - Velocidad del sonido en el aire (m/seg).

Este valor queda reducido en torno a las zonas en que las masas  $m_1$  y  $m_2$ , tengan sus frecuencias críticas o de coincidencia, ya que en esas frecuencias cada una de las hojas será muy transmisora del sonido.

La mejora del aislamiento se puede obtener con diversos procedimientos:

- Haciendo que ambas hojas, si son del mismo material, no sean iguales de espesor, para evitar el efecto de acoplamiento en una misma frecuencia crítica.
- Diseñando hojas de materiales diferentes, especialmente que uno de ellos sea blando a la flexión (cartón-yeso, chapa metálica...), para que al menos una de las hojas tenga una frecuencia crítica muy elevada ( $>3.000$  Hz) donde el aislamiento ya es tan importante que no presenta influencias negativas apreciables.

Este es el caso de los trasdosados sobre cerramientos o divisorios de obra, con placas de cartón-yeso.

- El límite ideal es la disposición de ambas hojas con materiales blandos a la flexión. Este es el caso de la tabiquería de montaje en seco, con placas de cartón yeso.
- Los procedimientos anteriores se deben complementar con un elemento absorbente interno en el interior de la cámara de aire (p.e.: lana de vidrio).

El efecto de este elemento absorbente es conseguir un desacople de ambas hojas y una absorción de la energía acústica que se transmite de la hoja excitada por la vibración sonora, hacia la segunda.

d) La zona de «dominio de las resonancias de cavidad», gobernada exclusivamente por la distancia « $d$ ». En esta zona el aislamiento baja fuertemente en el entorno de cada:

$$d = n \cdot \frac{\lambda}{2} = n \cdot \frac{c}{2f}$$

representadas en Fig. 17

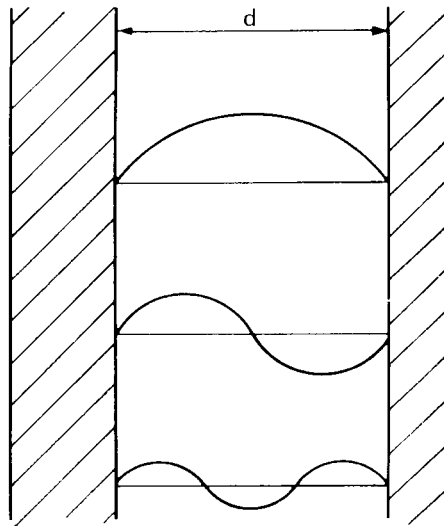


Fig. 17.

Siendo:  $c$  = Velocidad del sonido (m/s).

$n$  = Número entero (1, 2, 3...).

$d$  = Distancia en capas (m).

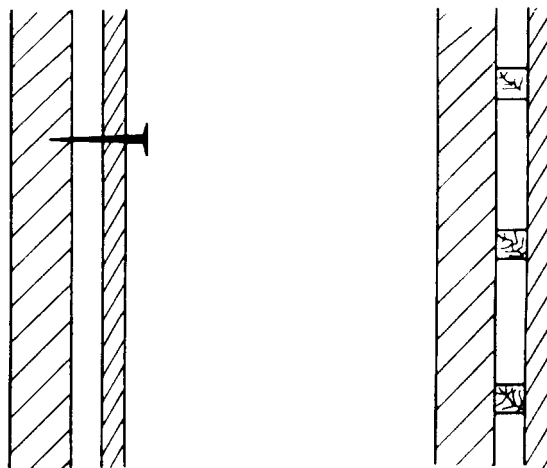
$f$  = Frecuencia (Hz).

Para estas frecuencias, el sistema se comporta como una masa única  $m_t = m_1 + m_2$ , ya que ambas hojas se acoplan acústicamente, desapareciendo así el efecto aislante de la pared doble.

Sólo existe una solución general al problema: la presencia de elementos absorbentes en la cavidad (p.e.: lana de vidrio), amortiguará la fuerte caída del aislamiento, por absorción de buena parte de la energía de resonancia en la cavidad.

#### NOTA: Acoplamiento rígido entre elementos

Las capas de una pared múltiple no deben tener, a ser posible, ninguna unión rígida, ya que ésta provoca un cortocircuito acústico (puente fónico), que reduce el efecto de pared múltiple. En el caso límite, el aislamiento acústico sería el de una pared simple de peso equivalente al peso total.



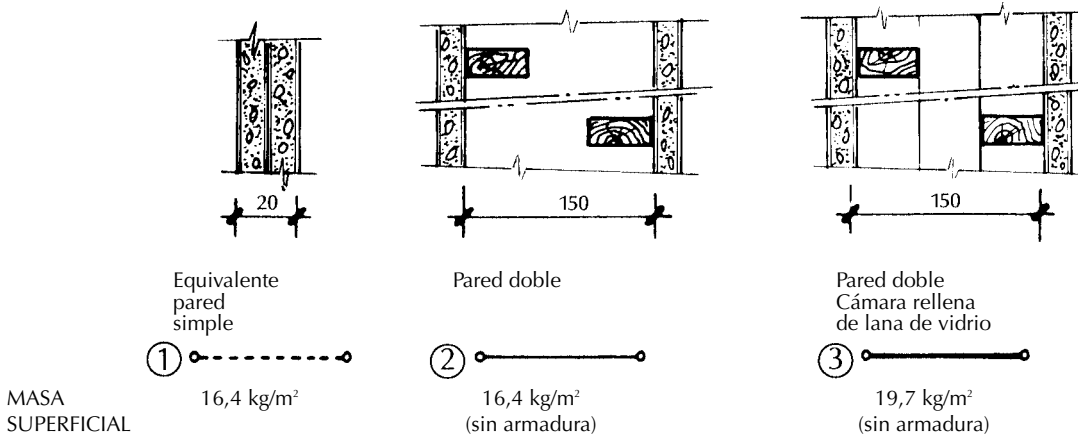
UNIONES RÍGIDAS A EVITAR

Fig. 18.

Si son inevitables tales puentes, como, por ejemplo, en las sujeciones laterales de las paredes, en los pasos inevitables de tuberías, etc., éstos deben ser relativamente blandos y ligeros para paredes pesadas, y pesados para paredes ligeras.

#### 04.06.01.04. Ejemplo de aislamiento a ruido aéreo

Se presenta a continuación un ejemplo comparativo que resume las características de los aislamientos de paredes simples y dobles, según mediciones reales de laboratorio, resumidas en la Fig. 19.



- MATERIALES:
- Placa de cartón-yeso espesor 10 mm.
  - Listón de 100 · 55 mm.
  - Lana de vidrio espesor 150 mm.

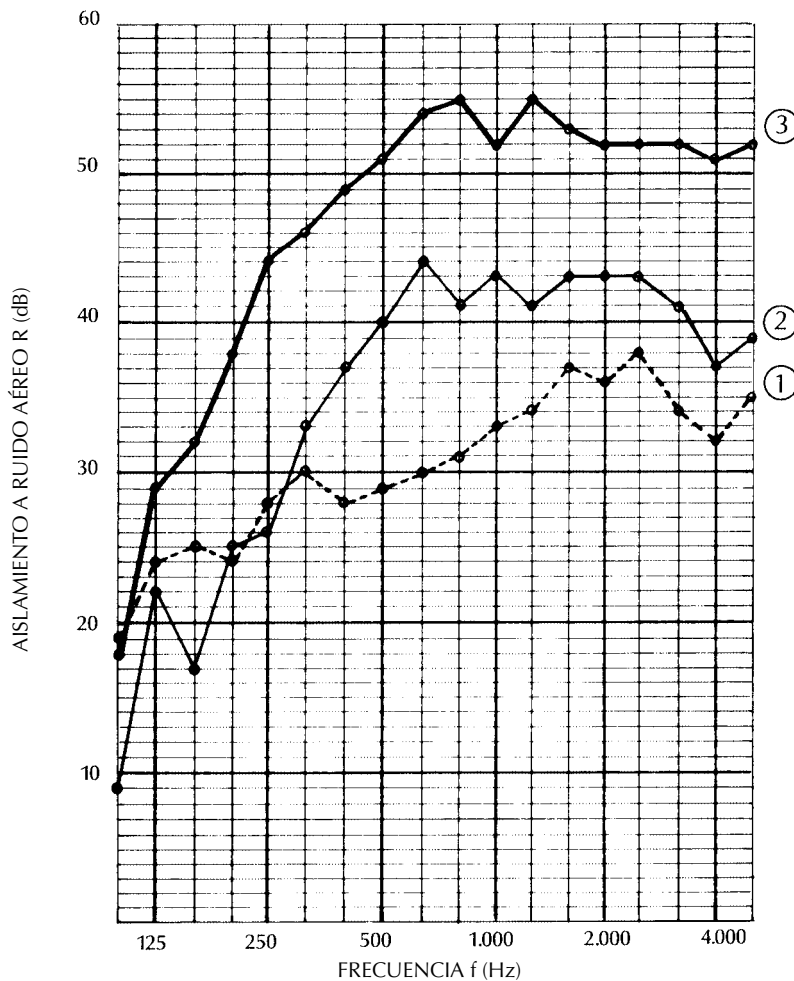


Fig. 19. Aislamiento acústico o ruido aéreo de un paramento ligero.

La curva 1 corresponde a las dos placas cartón-yeso juntas, pero no solidariamente unidas, por lo que la frecuencia crítica del material es de 4.000 Hz, que correspondería a una sola hoja. No obstante, se observa un cierto acoplamiento caracterizado por la bajada de aislamiento a 2.000 Hz, que correspondería a la frecuencia crítica de la pared unitaria de espesor 20 mm.

La curva 2 presenta un bajo aislamiento a la frecuencia natural del sistema ( $f_0 \cong 100$  Hz), además de algunos acoplamientos debido a los rigidizadores, así como la influencia de las resonancias en cavidad y la importante reducción del aislamiento a la frecuencia crítica de las hojas iguales a 4.000 Hz.

No obstante, el aislamiento global es superior al de la hoja simple.

La curva 3 corresponde al mismo montaje ensayado en 2, pero con adición de lana de vidrio en la cavidad. La curva 3 es sensiblemente parecida a la curva 2, pero con valores de aislamiento superiores.

Esto es debido al fuerte efecto de desacoplamiento de hojas y la absorción de la energía acústica en cámara. Ya en la frecuencia natural del sistema, la reducción de aislamiento es inferior y se amortiguan las caídas de aislamiento en torno a las frecuencias críticas y de cavidad.

#### 04.06.02. AMORTIGUAMIENTO DEL RUIDO TRANSMITIDO POR VÍA SÓLIDA

Los ruidos que se generan en medios sólidos (impactos, vibraciones) se transmiten por esas vías, con la velocidad y amortiguamiento que tengan los diferentes medios, hasta pasar al estado de transmisión aérea cuando se hayan alcanzado las condiciones favorables de acoplamiento al aire (por ej. la vibración de una pared).

Cualquiera que sea el origen de la excitación del medio sólido, la única posibilidad de recudir la transmisión de la energía liberada es la desolidarización del medio sólido excitado respecto al resto de la estructura del edificio. Esto se consigue introduciendo materiales elásticos en la vía de transmisión. El principio está basado en la capacidad amortiguante del material elástico de actuar como muelle, por lo que es necesario siempre que el material o sistema a introducir trabaje dentro de su campo elástico.

Un sistema constituido por una masa, soportada por un elemento de características elásticas conocidas, tiene una frecuencia natural de vibración del sistema definida por (fig. 20):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

siendo:

$f_n$ =frecuencia natural, en Hz

$K$ =rigidez del elemento elástico en kg/sg<sup>2</sup>

$M$ =masa, en kg

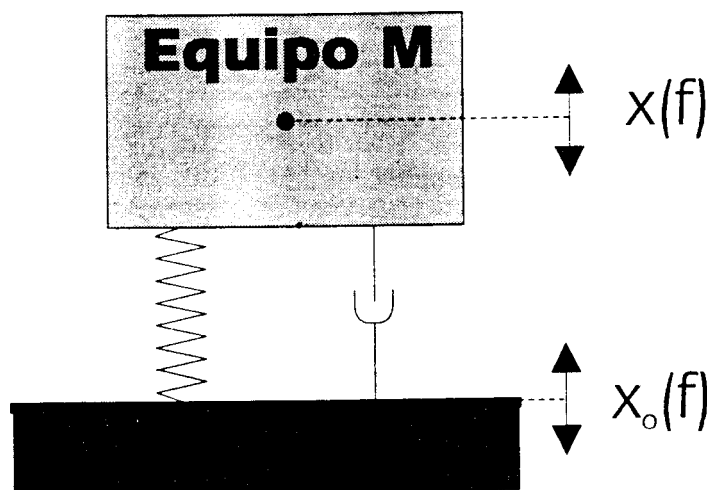


Fig. 20.

La rigidez del elemento elástico es la característica del elemento como muelle. Otra forma de establecer la frecuencia natural del sistema es la determinación de la deflexión estática de la capa elástica bajo la carga de la masa «M».

La expresión en este caso es:

$$f_n = \frac{15,7}{\sqrt{d}} \text{ Hz}$$

siendo «d», el valor de la deflexión estática en mm.

Si el sistema constituido por la masa «m» y el muelle de rigidez dinámica «k», se le somete a una excitación de frecuencia perturbadora « $f_p$ », la transmisibilidad de la energía de excitación es:

$$T = \frac{1}{\left(\frac{f_p}{f_n}\right)^2 - 1}$$

siendo «T» la transmisibilidad de la energía de perturbación.

La representación gráfica de la función anterior (fig. 21) permite establecer:

- Para  $f_p/f_n < 1/2$ , la transmisibilidad es igual que si no existiera unión elástica.
- Para  $1/2 < f_p/f_n < \sqrt{2}$ , la transmisibilidad aumenta fuertemente por el efecto de resonancia del sistema para  $f=f_n$ .
- Para valores de  $f_p/f_n > \sqrt{2}$ , la transmisibilidad comienza a reducirse de modo apreciable, de modo que para  $f_p/f_n=3$ , el valor transmitido es sólo 16,66% de la energía de excitación.

Nota: Las expresiones de la transmisibilidad se han simplificado considerando que no existe ningún tipo de amortiguamiento interno en el sistema masa-muelle, lo que no es cierto en la realidad, ya que siempre existirá amortiguamiento. No obstante, la utilización de la expresión utilizada permite unos resultados aceptables en la práctica totalidad de los casos que se presentan.

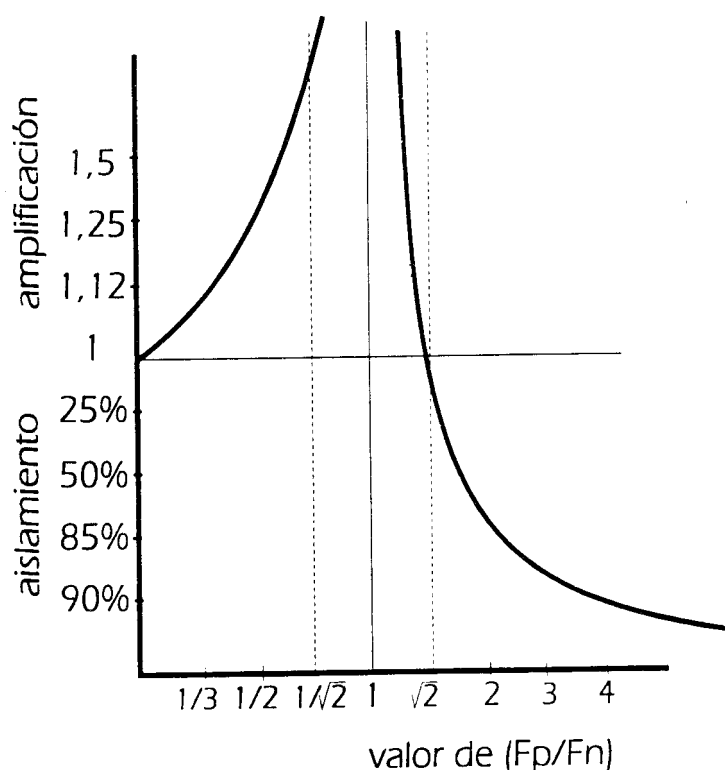


Fig. 21.

El valor práctico generalmente admitido es que deben utilizarse elementos elásticos con una  $f_n$  tal, que sea como mínimo  $f_n = f_p/3$ , siendo  $f_p$  Hz el valor de la frecuencia más baja capaz de excitar el sistema. Por ejemplo, si se quiere proteger la estructura de un edificio de las vibraciones que genera un compresor que trabaja a 1.450 rpm, deberán instalarse elementos amortiguadores que presenten una  $f_n \leq 1.450/60 \cdot 3$  Hz, con la masa total repartida en el número de elementos amortiguadores diferentes.

A efectos prácticos, puede utilizarse el gráfico de la fig. 22, para la determinación de la  $f_n$  necesaria para grado de aislamiento, dado en tanto por ciento de excitación no transmitida.

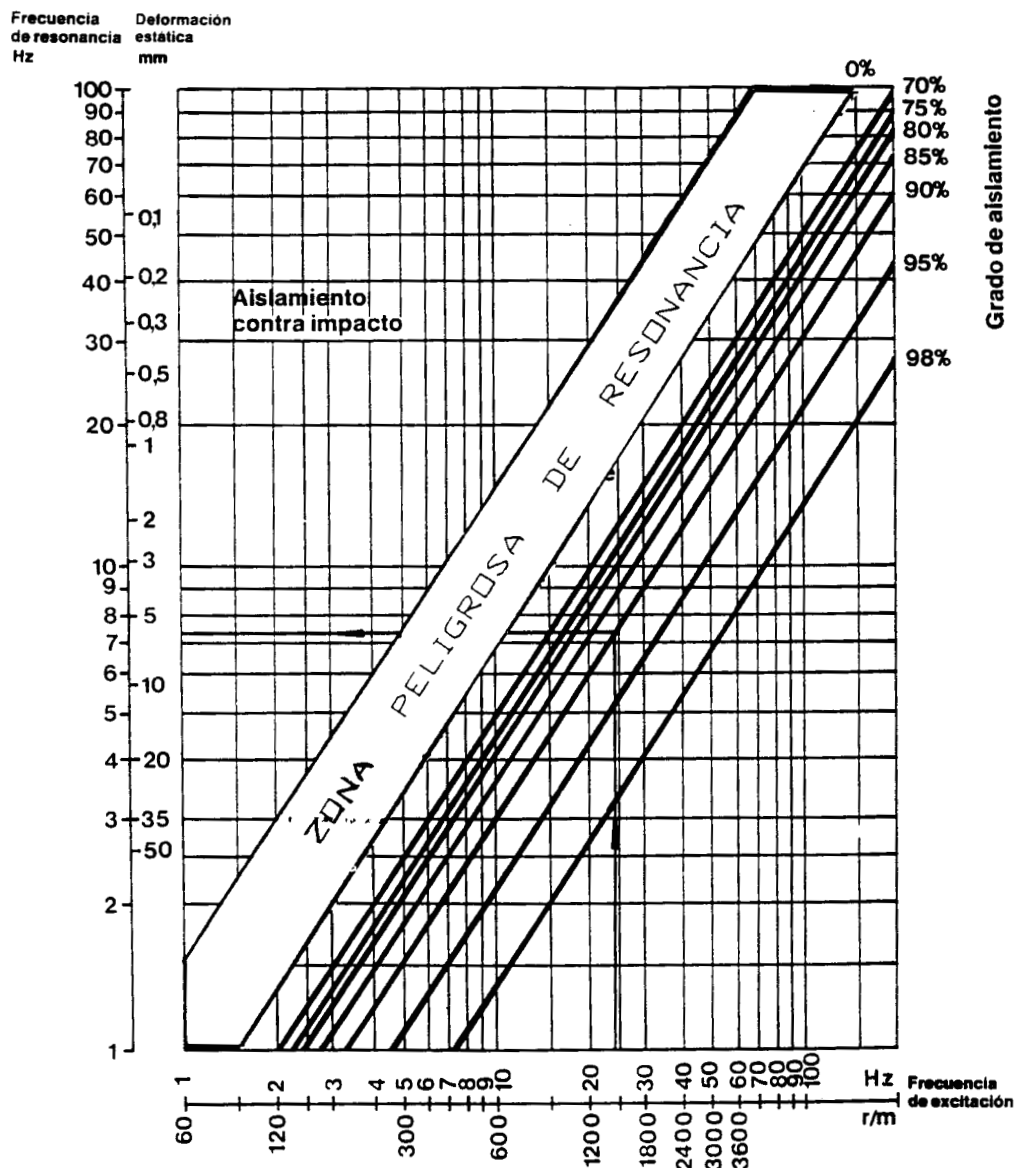


Fig. 22.

Es muy importante establecer que los elementos de amortiguación se construyen por los fabricantes para un intervalo de cargas determinado y para el que se garantiza la  $f_n$  Hz de catálogo. Fuera de ese intervalo de cargas, los elementos trabajan mal o no trabajan. Si la carga es inferior a la prevista, el material trabaja con una  $f_n$  superior a la prevista, lo que aumentará la transmisibilidad y por tanto la energía de la vibración; si la carga es superior a la prevista, el material se aplastará saliendo del campo elástico de trabajo, con el resultado equivalente a que se rigidiza y parece como si no se hubiera puesto ningún elemento de amortiguación.

En resumen: la elección de los elementos de amortiguación dependerán de la  $f_n$  que se haya determinado y del modelo adecuado para esa  $f_n$ , con cada una de las cargas (iguales o no) en que se reparta el peso total del equipo.

Un aspecto relativo a la elección de los elementos de amortiguación es la necesidad o no de disponer de bancadas de inercia en la instalación de equipos.

Una bancada de inercia no tiene ningún efecto sobre la eficacia en la función antivibratoria, pero sí puede afectar a la magnitud del movimiento propio del equipo.

Lo anterior tiene especial importancia cuando los equipos presentan fuerzas desequilibradoras notables para su tamaño o tipo de movimiento. Cuando más se manifiestan estos problemas es en los períodos de arranques y paradas de los equipos, ya que al trabajar en frecuencias próximas y por debajo de  $f_n$ , el sistema está controlado por la rigidez de las uniones por encima de  $f_n$ , el sistema resulta amortiguado.

Por todo esto, es fundamental la determinación previa de disponer o no de bancadas de inercia, ya que afectan a la elección del modelo, cuando no del tipo de los elementos de amortiguación.

### A) Materiales y tipos de elementos de amortiguación

Los tipos generales son:

- Antivibradores metálicos: Están constituidos por muelles de acero al carbono, con alta resistencia a la tracción. Tienen una gran capacidad de deformación elástica bajo carga, por lo que se recomiendan para aislar frecuencias bajas (menos de 1.000 rpm, es decir, 16 Hz). En el mercado se encuentran modelos con  $f_n$  tan baja como 2 Hz (fig. 23).

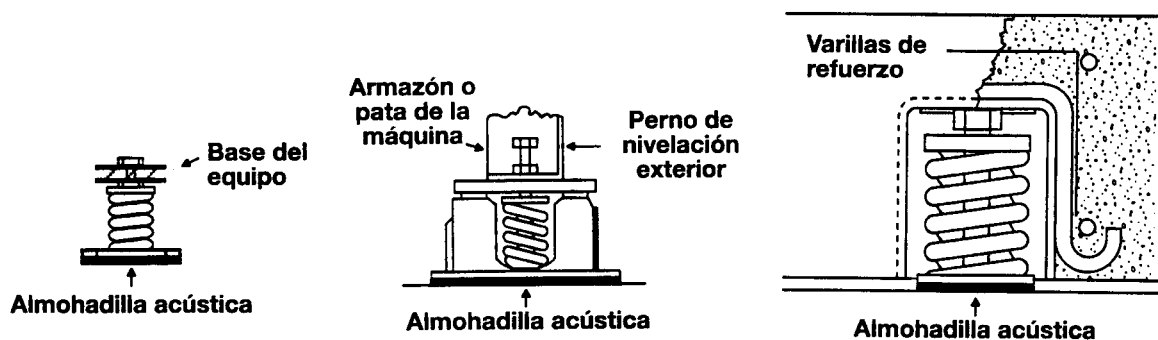


Fig. 23.

- Antivibradores de caucho: Se trata de material natural o mezclado sometido a proceso de vulcanización, con las características técnicas necesarias. Tienen menor capacidad de deformación que los metálicos, por lo que sólo pueden recomendarse para frecuencias superiores a 20 Hz. Sin embargo, tienen una buena amortiguación interna absorbiendo muy bien los impactos. Se encuentra en el mercado con  $f_n$  desde 7 Hz (fig. 24).

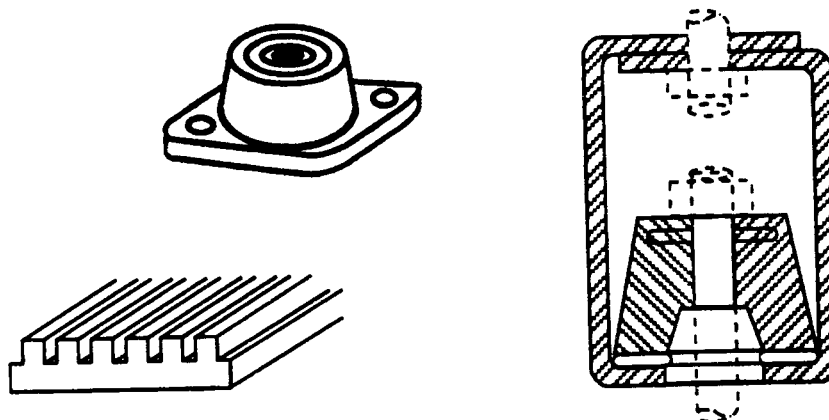


Fig. 24.

- Lanas minerales: Las lanas de vidrio y roca, con densidades adecuadas, actúan como elementos amortiguadores con valores aceptables de trabajo para frecuencias superiores a 30 Hz. Esto es posible por el bajo módulo de rigidez dinámica de las lanas minerales, que es algo superior al del aire. Así, bajo cargas uniformemente repartidas (losas flotantes), se obtienen sistemas con  $f_n$  de 10 Hz. El material trabaja perfectamente dentro de su campo elástico ya que las deformaciones bajo carga son de 2-3 mm.

### B) Valores de reducción a ruido de impacto

Desde el aspecto acústico, una de las aplicaciones más interesantes de los sistemas señalados es la reducción a ruido de impacto en el local subyacente al que lo origina, mediante la construcción de una losa flotante, sobre un elemento elástico del tipo de una lana mineral. De acuerdo con lo establecido en la NBE-CA-88, el valor del nivel a ruido de impacto normalizado es:

$$L_N = L_o - 10 \log \frac{10}{A} \quad \text{dB}$$

donde:

$L_N$  es el nivel sonoro normalizado

$L_o$  es el nivel medido por el equipo producido por una máquina de martillos normalizada, medido en el local receptor

$A$  es el área absorbente del local receptor, en  $m^2$ .

La diferencia de medidas sobre un elemento horizontal antes y después de aplicarle una solución de mejora para los ruidos de impacto representa la reducción.

$$\Delta L_N = L_{N1} - L_{N2} \quad \text{dB}$$

Un método teórico de cálculo, basado en la reducción de la energía transmitida, establece que el aislamiento acústico o mejora es:

$$L_N = 40 \log \frac{f_p}{f_n} \quad \text{dB}$$

Que es válida para toda  $f_p > 3 \cdot f_n$ .

Los únicos valores admisibles son los de ensayo, pero este tipo de soluciones permite establecer resultados teóricos con suficiente aproximación a los reales de ensayo. En la fig. 25 puede verse el resultado de mejora a ruido de impacto de una losa flotante de hormigón sobre una lana de vidrio de 15 mm de espesor.

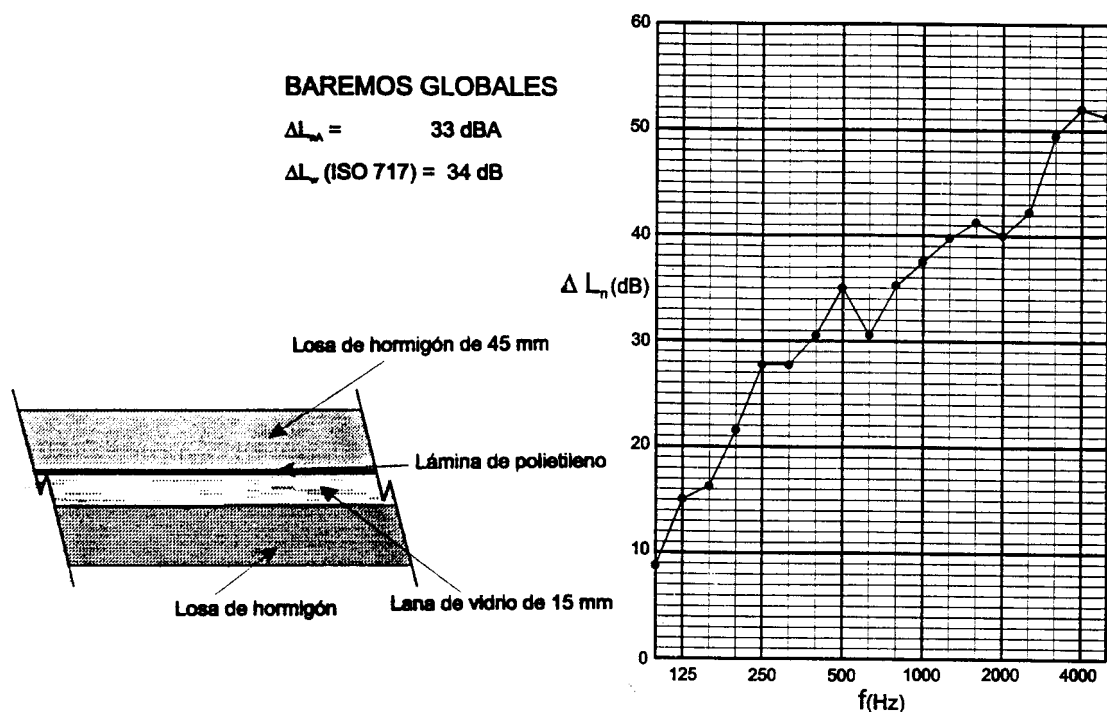


Fig. 25.