



Fundación de la Energía de
la Comunidad de Madrid



www.fenercom.com



Asociación Técnica Española
de Climatización y Refrigeración

www.atecyr.org



Madrid
Ahorra
con Energía



La Suma de Todos



CONSEJERÍA DE ECONOMÍA Y HACIENDA

Comunidad de Madrid

www.madrid.org

GUÍA PRÁCTICA SOBRE ACÚSTICA EN INSTALACIONES DE CLIMATIZACIÓN

Guía práctica sobre acústica en instalaciones de climatización



GOBIERNO
DE ESPAÑA

MINISTERIO
DE INDUSTRIA, TURISMO
Y COMERCIO



Instituto para la
Diversificación y
Ahorro de la Energía



Guía práctica sobre acústica en instalaciones de climatización

Madrid, 2010



Fundación de la Energía de
la Comunidad de Madrid



www.fenercom.com



CONSEJERÍA DE ECONOMÍA Y HACIENDA

Comunidad de Madrid

www.madrid.org

Esta Guía se puede descargar en formato pdf desde la sección de publicaciones de las páginas web:

www.madrid.org

(Consejería de Economía y Hacienda, organización Dirección General de Industria, Energía y Minas)

www.fenercom.com

Si desea recibir ejemplares de esta publicación en formato papel puede contactar con:

Dirección General de Industria, Energía y Minas de la Comunidad de Madrid

dgtecnico@madrid.org

Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid

fundacion@fenercom.com

La Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, respetuosa con la libertad intelectual de sus colaboradores, reproduce los originales que se le entregan, pero no se identifica necesariamente con las ideas y opiniones que en ellas se exponen y, por tanto, no asume responsabilidad alguna de la información contenida en esta publicación.

La Comunidad de Madrid y la Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, no se hacen responsables de las opiniones, imágenes, textos y trabajos de los autores de esta guía.

Depósito Legal: M. 44.122-2010

Impresión Gráfica: Gráficas Arias Montano, S. A.

28935 MÓSTOLES (Madrid)

Autores

Esta publicación ha sido redactada por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para la Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid con el objetivo de promocionar la eficiencia en el uso final de la energía en los edificios.

ATECYR quiere mostrar su agradecimiento a todas las personas que han participado en la elaboración de esta Guía y, en particular, a D. Ramón Peral Orts así como al Comité Técnico de ATECYR, responsable de su revisión técnica.



Índice



PRÓLOGO	9
1. INTRODUCCIÓN	11
2. FUNDAMENTOS ACÚSTICOS. GENERALIDADES	13
2.1. El sonido y su caracterización	13
2.2. Magnitudes sonoras	14
2.2.1. Presión sonora	14
2.2.2. Intensidad sonora	14
2.2.3. Potencia sonora	15
2.3. Niveles sonoros, el decibelio	17
2.3.1. Nivel de intensidad sonora	17
2.3.2. Niveles de presión sonora	18
2.3.3. Nivel de potencia sonora	19
2.3.4. Suma y resta de niveles	20
2.4. Espectros de frecuencias	21
2.5. Percepción del sonido. Sonoridad y redes de ponderación	23
2.6. Propagación del sonido en campo libre y reverberante	26
2.6.1. Pérdida por inserción o atenuación	29
3. PROBLEMAS POTENCIALES EN LAS INSTALACIONES	31
3.1. Tipos de ruidos y fuentes sonoras en instalaciones de climatización	32
3.2. Confort acústico	33
3.2.1. Objetivo de confort acústico	34
3.2.2. Código Técnico de la Edificación: documento básico de protección frente al ruido (DB-HR)	37
3.3. Consideraciones técnicas y problemática acústica de las instalaciones de climatización	41
3.3.1. Sistemas de ventilación	42
3.3.2. Equipos instalados en espacios cerrados (unidades interiores y sus salas)	49
3.3.3. Equipos instalados en espacios abiertos (unidades exteriores)	51
3.3.4. Conductos y rejillas	57



Guía práctica sobre acústica en instalaciones de climatización

4.	SOLUCIONES ANTIRRUIDO	61
4.1.	Pantallas acústicas y sistemas encapsulados	61
4.2.	Acondicionamiento y aislamiento de las salas de máquinas	67
4.3.	Diseño de sistemas antivibración	70
4.4.	Medidas antirruido para conductos y rejillas	77
4.4.1.	Atenuación acústica natural en conductos de aire	77
4.4.2.	Amortiguación de ruido en conductos y rejillas	80
4.5.	Silenciadores	81
5.	CASO PRÁCTICO: INSTALACIÓN TÉRMICA PARA CLIMATIZAR UNA PLANTA DE OFICINAS	85
5.1.	Descripción de la instalación	85
5.1.1.	Requerimientos acústicos	85
5.1.2.	Elementos a analizar	86
5.2.	Unidad interior	87
5.3.	Nivel de inmisión en las estancias (atenuación de los conductos)	91
5.4.	Unidad exterior	96
5.5.	Diseño del sistema antivibratorio	100
6.	BIBLIOGRAFÍA	103

P RÓLOGO

El concepto de confort acústico es una necesidad muy antigua.

Protegerse contra los elementos hostiles para el correcto desarrollo de la vida humana ha sido un problema permanente con el que se ha tenido que enfrentar el Hombre desde sus orígenes.

Actualmente, el entorno ruidoso en el que se desarrolla nuestra vida hace necesario el estudio de los problemas acústicos de los edificios, con objeto de conseguir el necesario confort en nuestras viviendas, puestos de trabajo, comercios, etc. En este sentido, la civilización moderna establece exigencias y propone medidas en evolución constante.

Uno de los problemas acústicos más importantes que normalmente sufren los ocupantes de un edificio es el ruido procedente de las instalaciones de climatización.

Para resolver el binomio ruido-climatización con el nivel exigido hoy en día es necesario tener un conocimiento suficiente, entre otros, de los posibles problemas acústicos que pueden aparecer en las instalaciones de climatización, la reglamentación actual, así como las diferentes soluciones y técnicas a aplicar para su mitigación.

La Dirección General de Industria, Energía y Minas de la Comunidad de Madrid, con la colaboración de la Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid y la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), consciente de esta situación, edita la presente «Guía Práctica sobre Acústica en Instalaciones de Climatización» dirigida a todos los profesionales del sector con el objetivo de que se convierta en una herramienta inicial para el conocimiento de las medidas a tomar para disminuir el ruido procedente de dichas instalaciones.

Carlos López Jimeno

Director General de Industria, Energía y Minas
Consejería de Economía y Hacienda
Comunidad de Madrid



1

INTRODUCCIÓN



La concienciación social que ha surgido en relación a la problemática del ruido en nuestros hogares ha potenciado que, en los últimos años, las instalaciones de climatización sean diseñadas siguiendo criterios que favorezcan la calidad ambiental y confort acústico de sus usuarios. Con este propósito se siguen desarrollando técnicas para la evaluación y el control de los niveles sonoros generados por los componentes de este tipo de instalaciones, con la finalidad de conseguir niveles óptimos en diferentes espacios en función de la actividad que se pretende desarrollar en los mismos.

Para que este objetivo se pueda cumplir con éxito es necesario que los profesionales dedicados al diseño, instalación y mantenimiento de estas instalaciones se familiaricen con los fundamentos acústicos relacionados con la instalación de climatización, haciendo especial hincapié en las características de las principales fuentes de ruido, los procesos de dispersión sonora y el análisis y estudio de medidas correctoras.

La presente Guía recoge los fundamentos acústicos estrictamente necesarios para conocer el comportamiento sonoro de una instalación, los problemas potenciales que se derivan del funcionamiento de cada componente de la misma y las medidas antirruído más extendidas. Por último, se plantea y resuelve un caso práctico en el que se analiza la problemática de una instalación real y se realizan los cálculos necesarios para establecer la idoneidad acústica de la misma.

2

FUNDAMENTOS ACÚSTICOS. GENERALIDADES



La generación, transmisión y recepción de sonidos derivados del uso de instalaciones de climatización, basan su comportamiento en los principios físicos que rigen la generación, dispersión y recepción de ondas sonoras. Estos fundamentos acústicos se basan en la rama de la física interdisciplinaria que estudia el sonido, infrasonido y ultrasonido, es decir, ondas mecánicas que se propagan a través de la materia por medio de modelos físicos y matemáticos. A efectos prácticos, la acústica estudia la producción, transmisión, almacenamiento, percepción o reproducción del sonido.

El presente apartado recoge aquellos conceptos básicos empleados en el proceso de evaluación, control y minimización de los niveles sonoros derivados de la instalación y el funcionamiento de sistemas de climatización.

2.1. El sonido y su caracterización

El sonido es el fenómeno vibratorio que, a partir de una perturbación inicial del medio elástico donde se produce, se propaga bajo la forma de una variación periódica de presión. Si a este fenómeno se le añade un matiz subjetivo originado por la sensación sonora que provoca cuando es detectado por el oído generando una sensación de molestia o dolor, pasará a ser denominado ruido.

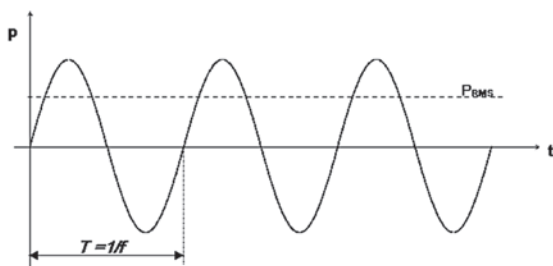


Figura 2.1. Senoidal característica de un tono puro.



2.2. Magnitudes sonoras

2.2.1. Presión sonora

El sonido es una onda de presión y, como tal, se propaga por el aire mediante compresiones y expansiones, que provocan oscilaciones de la presión atmosférica. Las fluctuaciones de la presión atmosférica por encima y por debajo del valor estático se conocen como presión sonora. En la Fig. 2.2 se puede observar el fenómeno de propagación de las ondas sonoras con sus variaciones de presión.

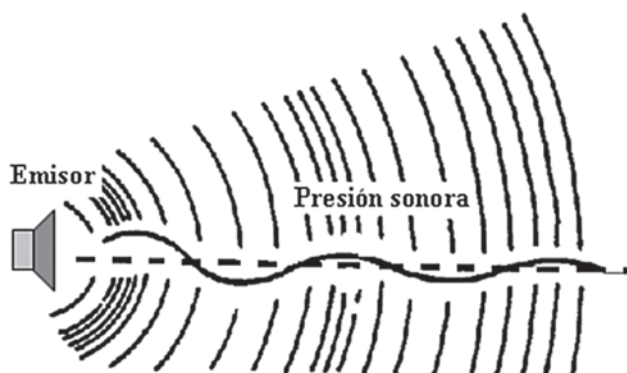


Figura 2.2. Dispersión de una onda de presión sonora.

El valor mínimo de presión sonora que un oído adulto sano es capaz de detectar es del orden de $2 \cdot 10^{-5}$ Pascales, mientras que la presión sonora máxima que es capaz de soportar sin que produzca la sensación de dolor es de 200 Pascales.

Dado que el valor medio de la onda sonora es nulo, se toma como indicador la presión sonora eficaz, p_{rms} , de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad (1)$$

2.2.2. Intensidad sonora

La intensidad sonora, I , es la energía que atraviesa la unidad de superficie perpendicular a la dirección de propagación del sonido en la unidad de tiempo. Las expresiones para obtener esta magnitud

en campo libre (espacio en el cual se dispersa una onda sonora sin encontrar superficies reflectantes en su camino, cámaras de ensayo anecoicas) y en campo difuso o reverberante (espacio caracterizado por la presencia de reflexiones sonoras de las ondas debido a la presencia de elementos reflectantes, cámaras de ensayo reverberantes) son:

$$I = p_{rms}^2 / \rho c \quad (2)$$

$$I = p_{rms}^2 / 4\rho c \quad (3)$$

donde p_{rms}^2 es el cuadrado de la presión sonora eficaz, ρ es la densidad del medio y c la velocidad de propagación de la onda en dicho medio ($c_{aire} \approx 340$ m/s y $c_{agua} \approx 1.460$ m/s!).

La unidad de la intensidad sonora en el sistema internacional es el W/m^2 , y el mínimo valor que un oído adulto sano es capaz de detectar es del orden de $10^{-12} W/m^2$; mientras que el valor máximo que es capaz de soportar sin sensación de dolor es del orden de $10^2 W/m^2$.

2.2.3. Potencia sonora

La potencia sonora, w , es la magnitud definida como la energía sonora que atraviesa una superficie en la unidad de tiempo, medida en vatios, W . Por lo tanto, esta magnitud está directamente relacionada con una fuente de ruido, foco de emisión de la potencia sonora. Algunos ejemplos del orden de magnitud de algunas fuentes de ruido son:

- Un difusor al final de una red de distribución: $w = 10^{-8} W$
- Un secador de pelo: $w = 10^{-4} W$
- Una persona gritando: $w = 10^{-3} W$
- Un ventilador centrífugo de gran potencia: $w = 10^{-1} W$
- Un estadio de fútbol con 50.000 espectadores gritando $< 50 W$



1 Estos valores dependerán de factores ambientales tales como la temperatura, presión, humedad, etc.



Para fuentes omnidireccionales, la intensidad sonora se relaciona con la potencia sonora según la superficie de emisión de la fuente, cumpliendo la igualdad: $w = IS$, para la cual la superficie dependerá del tipo de onda:

- Onda esférica: $S = 4\pi r^2$
- Onda cilíndrica: $S = 2\pi rl$

donde r es la distancia de la fuente al receptor y l es la longitud o altura del cilindro.

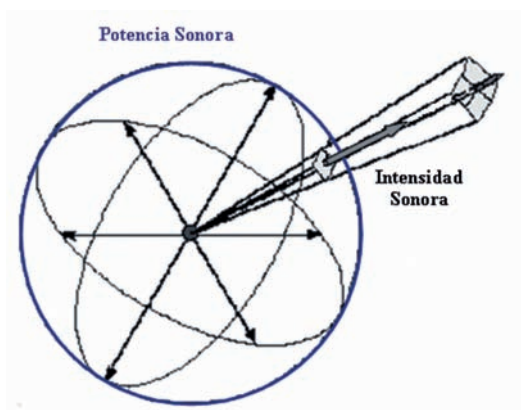


Figura 2.3. Relación entre la potencia y la intensidad sonora.

Si la fuente es puntual, la potencia sonora se expresa:

$$w = I 4\pi r^2 \quad (4)$$

Si la fuente es lineal, la potencia sonora se expresa:

$$w = I 2\pi rl \quad (5)$$

En el caso en el que la fuente sonora no radie uniformemente en todas las direcciones, la intensidad varía sobre la superficie de emisión, conforme a la propiedad conocida como directividad sonora, ED (ver apartado 2.6).

La potencia sonora va ligada a la fuente que la provoca de una manera directa, por ello también puede definirse como «la cantidad de energía producida por una fuente sonora en una unidad de tiempo».

A modo de recordatorio, en la Tabla 2.1 se muestran las unidades de medida de las magnitudes sonoras estudiadas en este apartado.

TABLA 2.1. Unidades de las principales magnitudes sonoras.

MAGNITUDES	UNIDADES
Presión sonora	Pa
Potencia sonora	W
Intensidad sonora	W/m ²

2.3. Niveles sonoros. El decibelio

Como se acaba de comprobar, los valores entre los que varían las magnitudes sonoras hacen su manejo especialmente tedioso. A su vez, se detecta una relación logarítmica entre la magnitud física y la sensación sonora que ésta produce. Estas circunstancias justifican el uso del decibelio como sistema de cuantificación de las magnitudes sonoras.

2.3.1. Nivel de intensidad sonora

Como ya se ha comentado, diferentes estudios experimentales han demostrado que las variaciones de sensación sonora no son proporcionales a las variaciones de la energía sonora que el oído recibe. La relación entre estímulo y sensación viene definida por la *ley de Weber-Fechner*, que establece que la sensación es proporcional al logaritmo del estímulo, quedando matemáticamente expresado en la expresión:

$$\text{Sensación} = \log \frac{I_1}{I_0} \tag{6}$$

Así, el incremento de sensación al añadir una nueva fuente sonora dependerá del número de focos sonoros existente previamente en el entorno.

La unidad del *nivel de intensidad sonora* es conocida como «belio», que es el incremento correspondiente a una relación de intensidades 10 veces:

$$1 \text{ Belio} = \log \frac{10I_1}{I_1} \tag{7}$$

Si elegimos como intensidad de referencia $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ (umbral de percepción auditiva a 1.000 Hz), se establece la escala absoluta de niveles de intensidad en Belios, en la que el nivel correspondiente a cualquier intensidad vendrá definido por:





$$L_I = \log \frac{I_1}{I_0} \quad (8)$$

cuyos valores extremos serán 0 belios para $I_{\min} = I_0$ y 14 belios para valores máximos de intensidad sonora $I_{\max} = 100 \text{ W/m}^2$.

Ahora bien, como un margen de 14 belios no resulta suficientemente amplio a nivel práctico, se utiliza la décima parte, «el decibelio» (dB). De esta forma, la expresión del nivel de intensidad queda:

$$L_I = 10 \log \frac{I_1}{I_0} \quad [\text{dB}] \quad (9)$$

2.3.2. Niveles de presión sonora

Partiendo de la expresión del nivel de intensidad y recordando la relación entre intensidad y presión sonora, ecuaciones (2) y (3), el nivel de presión sonora, también en decibelios, será:

$$L_p = 10 \log \frac{p_{rms}^2}{p_0^2} \quad [\text{dB}] \quad (10)$$

De las expresiones expuestas hasta ahora se deduce que el nivel de presión y el nivel de intensidad, conceptualmente distintos, tienen el mismo valor numérico, si bien es cierto que, por definición, la intensidad sonora será una magnitud vectorial, que deberá ir acompañada de una dirección y un sentido.

TABLA 2.2. Valores aproximados de nivel de presión sonora en entornos cotidianos.

EJEMPLOS DE NIVELES DE PRESIÓN SONORA	NIVEL DE PRESIÓN SONORA EN dB	VALORACIÓN SUBJETIVA DEL SONIDO
Despegue de un avión a 50 m	120	Muy elevado
Martillo neumático a 10 m	100	Muy elevado
Avenida de mucho tráfico	70-80	Elevado
Conversación normal a 1 m	60	Elevado
Sala de estar (noche)	35-40	Bajo
Estudio de radio	20	Bajo

2.3.3. Nivel de potencia sonora

Empleando la definición de potencia sonora, ecuaciones (4) y (5), el nivel de potencia sonora se define como:

$$L_w = 10 \log \frac{W_1}{W_0} \quad [dB] \quad (11)$$

donde la potencia de referencia, $w_0 = 10^{-12} W$, corresponde a la potencia sonora de una fuente puntual que produce la intensidad umbral sobre una superficie esférica de $1 m^2$.

Aplicando las propiedades del logaritmo y la relación existente entre la intensidad y la potencia sonora en una fuente puntual emitiendo ondas esféricas, se obtiene el incremento sonoro que existe entre dos puntos cuando se reduce la distancia entre el emisor y el receptor a la mitad:

$$w = I_1 4\pi r_0^2 = I_2 4\pi (2r_0)^2$$

$$\Delta L_I = 10 \log \frac{I_1}{I_2} = 10 \log \left(\frac{2r_0}{r_0} \right)^2 = 20 \log 2 = 6 \text{ dB} \quad (12)$$

Es decir, para una fuente puntual, al duplicar la distancia a la fuente ($r_1 = 2r_0$) el nivel de intensidad disminuye en 6 dB, mientras que un procedimiento análogo nos indicaría que para una fuente lineal, al duplicar la distancia a la fuente ($r_1 = 2r_0$) el nivel de intensidad disminuye en 3 dB (ver Fig. 2.4).

$$\Delta L_I = 10 \log \frac{2r_0}{r_0} = 10 \log 2 = 3 \text{ dB} \quad (13)$$

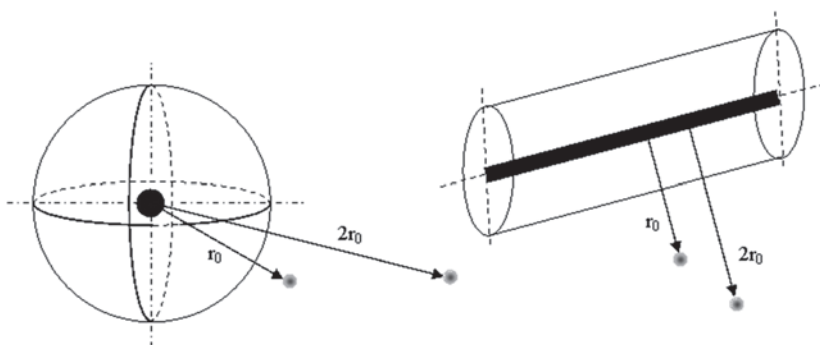


Figura 2.4. Variación de niveles de presión sonora entre dos receptores a distintas distancias para fuentes puntuales y fuentes lineales.





En la práctica, las fuentes sonoras no siempre son puramente lineales o puntuales, lo que implica que al doblar la distancia entre dos receptores la diferencia del nivel de presión será entre 3 dB (fuente lineal) y 6 dB (fuente puntual).

2.3.4. Suma y resta de niveles

La escala logarítmica con la que se relacionan las magnitudes y los niveles sonoros, ecuación (9), deberá tenerse en cuenta a la hora de sumar y restar los niveles sonoros aportados por diferentes fuentes en un mismo punto de inmisión de ruido. Por este motivo, para conocer el nivel de presión sonora total, $L_{p,t}$, en un punto determinado sobre el que emiten n fuentes un nivel de presión, $L_{p,n}$, se puede utilizar la siguiente expresión:

$$L_{p,t} = 10 \log \sum_n 10^{\frac{L_{p,j}}{10}} \quad (14a)$$

ecuación obtenida de la propia definición de decibelio, ya que la presión total será la suma de las presiones aportadas por cada fuente:

$$L_{p,t} = 10 \log \left(\frac{p_{rms,t}^2}{p_0^2} \right) = 10 \log \left(\frac{p_{rms,1}^2 + p_{rms,2}^2 + \dots + p_{rms,n}^2}{p_0^2} \right) = 10 \log \sum_n 10^{\frac{L_{p,j}}{10}} \quad (14b)$$

Por lo tanto, la suma del nivel sonoro producido por dos fuentes que aportan 60 dB cada una será:

$$L_{p,t} = 10 \log \left(10^{\frac{60}{10}} + 10^{\frac{60}{10}} \right) = 10 \log \left(2 * 10^{\frac{60}{10}} \right) = 10 \log(2) + 10 \log \left(10^{\frac{60}{10}} \right) = 3 + 60 = 63 \text{ dB}$$

Por lo que se llega a la conclusión de que la suma de los niveles sonoros de dos fuentes iguales, es igual al valor de una de ellas más 3 dB.

Si la suma es de dos fuentes cuya diferencia de niveles es mayor de 10 dB, 60 dB y 70 dB, el resultado es de:

$$L_{p,t} = 10 \log \left(10^{\frac{60}{10}} + 10^{\frac{70}{10}} \right) = 70,5 \approx 70 \text{ dB}$$

Siendo prácticamente despreciable la aportación sonora de la fuente cuyo valor es menor de 10 dB.

De igual forma, la resta de niveles se obtendrá de la expresión:

$$L_{p,1} = 10 \log \left(10^{\frac{L_{p,1}}{10}} - \sum_{i=2}^n 10^{\frac{L_{p,i}}{10}} \right) \quad (15)$$

Por lo tanto, si se conoce el nivel sonoro producido por una fuente, $L_{p,2} = 65$ dB, y el nivel sonoro producido por la acción de las dos, $L_{p,1} = 70$ dB, el nivel de presión sonora aportado por la fuente 1 será:

$$L_{p,1} = 10 \log \left(10^{\frac{L_{p,1}}{10}} - 10^{\frac{L_{p,2}}{10}} \right) = 10 \log \left(10^{\frac{70}{10}} - 10^{\frac{65}{10}} \right) = 68,35 \text{ dB}$$

La resta de niveles sonoros es comúnmente empleada para eliminar el nivel de ruido de fondo² de mediciones experimentales.

2.4. Espectros de frecuencias

El ruido producido por cualquier componente de una instalación de climatización es una mezcla de todas las frecuencias en el rango audible. La técnica del análisis espectral del sonido consiste en analizar su contenido energético en función de la frecuencia. Los espectros de frecuencia permitirán diferenciar entre sonidos graves y agudos, siendo esta información muy útil para caracterizar el tipo de fuente que lo produce, determinar su grado de molestia y proponer medidas correctoras adecuadas para atajarlo.

Los espectros de frecuencias son tradicionalmente catalogados en dos grupos:

— Espectros de ancho constante.

Estos espectros muestran la distribución frecuencial del sonido de forma lineal. En función de la resolución, se conseguirá precisar la frecuencia concreta en la que la fuente está emitiendo mayores niveles sonoros (ver Fig. 3.5).

2 El ruido de fondo es el nivel sonoro existente en un punto de medición que no pertenece a la fuente de ruido evaluada y que no puede ser eliminado ni controlado durante el ensayo.





— Espectros de ancho proporcional

Las bandas de octava y tercio de octava son los ejemplos más comunes de espectros proporcionales. En el caso de bandas de octava, la relación que existe entre una banda y la anterior es de 2:1 (cada banda tiene el doble de ancho que la anterior y la mitad que la siguiente), siendo nombradas por la frecuencia media, f_m .

$$\frac{f_2}{f_1} = 2 \quad f_m = \sqrt{f_1 f_2} \quad (16)$$

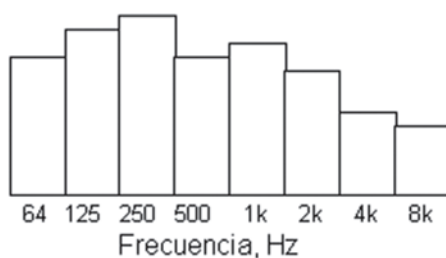


Figura 2.5. Espectro en banda de octavas (bandas comúnmente empleadas).

Las bandas de tercio de octava siguen la proporción de la raíz cúbica de 2, por lo que el análisis sonoro a través de este espectro resultará más preciso al disponer de información más detallada del sonido analizado.

$$\frac{f_2}{f_1} = \sqrt[3]{2} \quad f_m = \sqrt[3]{f_1 f_2} \quad (17)$$

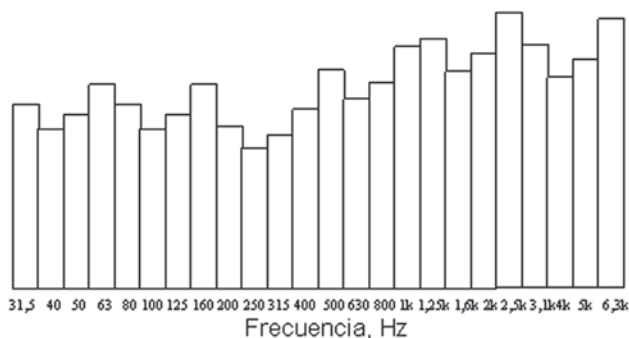


Figura 2.6. Espectro en banda de tercio de octavas (bandas comúnmente empleadas).

En la emisión de una fuente, conocidos los niveles sonoros en banda de octava o tercio de octava, el valor global, nivel sonoro en todo el ancho de banda, se obtendrá de la suma logarítmica de los niveles en cada una de las n bandas de frecuencia (ver ejemplo en Tabla 2.3) mediante:

$$L_{global} = 10 \log \sum_n 10^{\frac{L_{pfn}}{10}} \quad (18)$$

2.5. Percepción del sonido. Sonoridad y redes de ponderación

La valoración de un sonido se puede realizar de forma objetiva empleando un nivel sonoro en dB, o bien introducir un índice subjetivo a través del cual los niveles de presión sonora son corregidos mediante filtros electrónicos que simulan la respuesta del oído humano al ruido. Este tipo de filtros o correcciones se conocen como redes de ponderación (ver Fig. 2.7).

Existen diversas redes de ponderación, A, B, C, o D, siendo la más aceptada la red de ponderación A, comúnmente simbolizada como dBA o dB(A). Estas redes corrigen los niveles sonoros de forma diferente para cada frecuencia, con el propósito de simular la sensación que el sonido provoca sobre el oído humano.

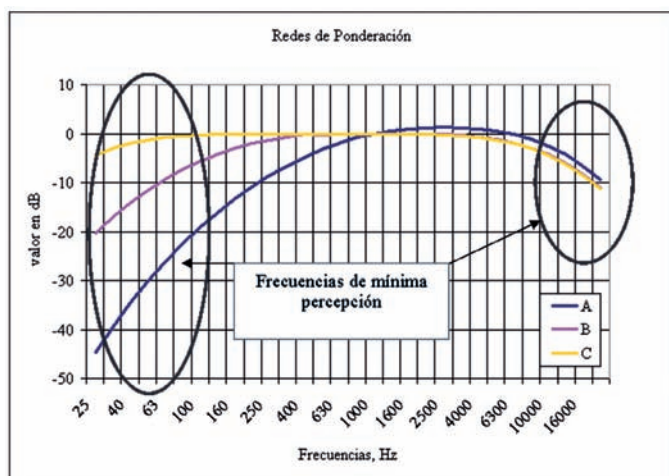


Figura 2.7. Redes de ponderación A, B y C. Estas redes introducen un factor de corrección con el propósito de evaluar un sonido conforme a la sensación que éste provoca sobre el oído humano.





Conociendo los niveles sonoros en banda de octava, dB, y los índices de corrección de las redes de ponderación, dB, la obtención del nivel sonoro en dBA será el resultado de la suma aritmética de los mismos (ver Tabla 2.3).

TABLA 2.3. Ejemplo de cálculo del nivel sonoro en dBA.

FRECUENCIAS Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz	8.000 Hz	L _{global}
Nivel (dB)	81	83	80	61,5	55	64	75	69	86,7 dB
Corrección A	-26	-16	-9	-3	0	1	1	-1	—
Nivel (dBA)	55	67	71	58,5	55	65	76	68	78,3 dBA

Otras herramientas empleadas para valorar subjetivamente un sonido son las curvas de sonoridad, entendiendo que la sonoridad es una medida subjetiva de la intensidad con la que un sonido es percibido por el oído humano, es decir, el atributo que permite ordenar sonidos en una escala desde el más fuerte al más débil.

Estas curvas calculan la relación existente entre la frecuencia y la intensidad (en dB) de dos sonidos para que éstos sean percibidos con intensidades similares. De esta manera, todos los puntos sobre una misma curva isofónica tienen la misma sonoridad.

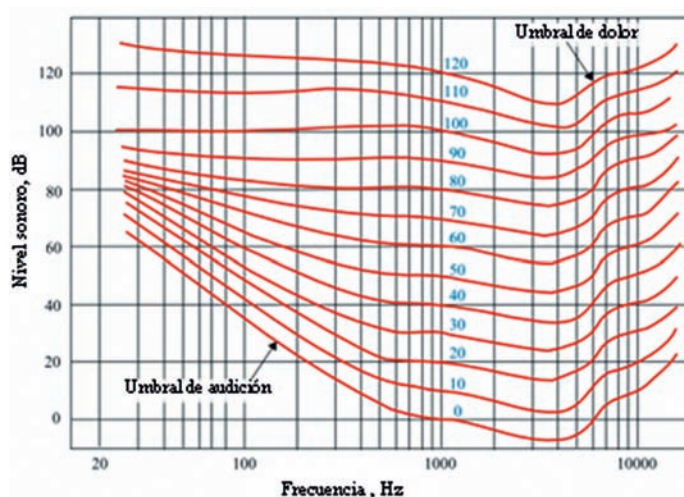


Figura 2.8. Curvas de sonoridad basadas en la intensidad sonora a 1.000 Hz.

Las curvas de sonoridad NR fueron desarrolladas por la «International Standards Organisation (ISO)» en 1971 para normalizar la sonoridad,

teniendo como referencia la banda de 1.000 Hz, es decir, la curva NR70 tiene un valor de 70 dB a 1.000 Hz. Estas curvas marcan los niveles de sonoridad aceptables en ambientes interiores para la protección frente a instalaciones de climatización y garantizar el confort acústico (ver Tabla 3.1).

Con anterioridad a estas curvas se presentaron las curvas NC de igual sonoridad (ver Fig. 2.9) con las que se pretendió originalmente relacionar el espectro de un ruido con la perturbación que éste producía en la comunicación verbal, teniendo en cuenta los niveles de interferencia de la palabra y los niveles de sonoridad.

Ambas curvas serán empleadas siguiendo diferentes recomendaciones que establecen la curva límite que no se deberá superar en el interior de espacios destinados a diferentes actividades, tales como aulas, habitaciones, oficinas, etc.

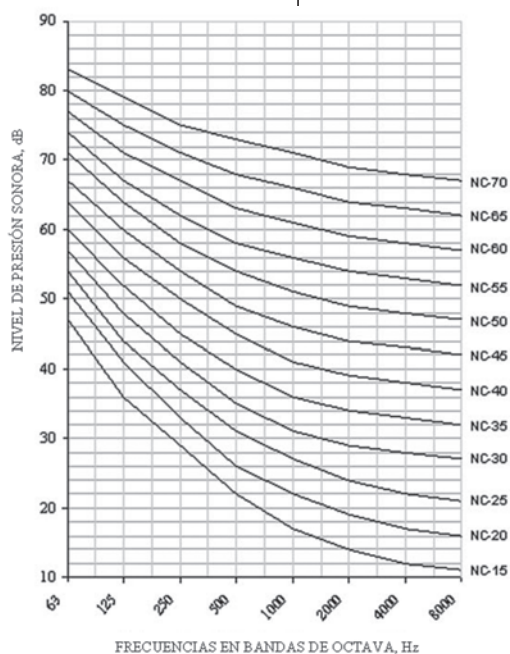
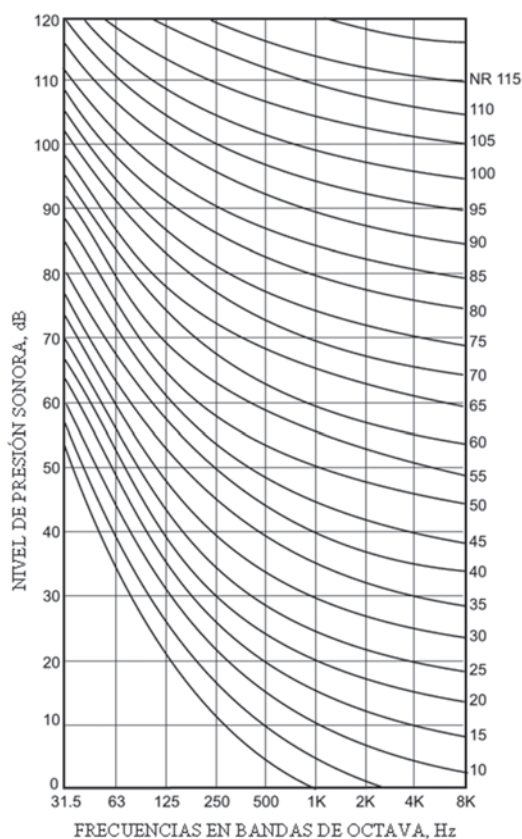


Figura 2.9. Curvas de igual sonoridad NR y NC.



2.6. Propagación del sonido en campo libre y reverberante

El comportamiento sonoro de una fuente de ruido y el impacto que puede ocasionar sobre un receptor potencial, dependerá en gran medida del entorno en el que se encuentre ubicada. Esta circunstancia establece dos condiciones a la hora de relacionar el nivel de potencia generado por una fuente y el nivel de presión captado en un punto cualquiera de su entorno:

— Propagación del sonido en campo libre.

Se considerará que una fuente sonora está emitiendo en un espacio abierto o campo libre, cuando el receptor sea alcanzado únicamente por la onda directa emitida por una fuente existente en el mismo. Este tipo de espacios se caracteriza por no disponer de superficies reflectantes en su entorno. Cabe destacar que es habitual encontrar fuentes semiesféricas sustentadas por un plano reflectante que condicionan su directividad (ver ecuación (20)).

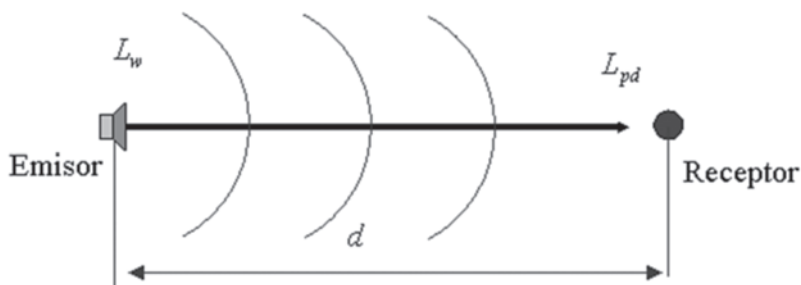


Figura 2.10. Onda directa entre emisor y receptor en campo libre.

Empleando las definiciones de presión, intensidad y potencia sonora, así como el concepto de decibelio, se obtiene la relación existente entre el nivel de potencia emitido por una fuente, L_w , y el nivel de presión ideal percibido por un receptor, L_{pd} , a una distancia determinada, d :

$$L_{pd} = L_w + 10 \log \left[\frac{ED}{4\pi d^2} \right] \quad (19)$$



Esta expresión también podrá tomar la siguiente forma:

$$L_{pd} = L_w - 10 \log d^2 - K_{ED} \tag{20}$$

donde tanto ED como K_{ED} son factores que dependerán de la directividad sonora de la fuente o superficie de emisión de la misma, tomando los valores mostrados en la Tabla 2.4 en función de los planos reflectantes que condicionen su emisión.

TABLA 2.4. Valores de los índices de directividad en función de la superficie de emisión de una fuente sonora.

SUPERFICIE	FACTOR ED	CONSTANTE K_{ED}
Esfera	1	11
Semiesfera	2	8
Cuarto de esfera	4	5
Octavo de esfera	8	2

— Propagación del sonido en campo difuso o reverberante

Para el caso de una fuente emitiendo en un campo difuso, la energía sonora que captará un receptor será la transmitida a través de la onda directa y las distintas ondas reflejas que lo alcancen (ver Fig. 2.11).

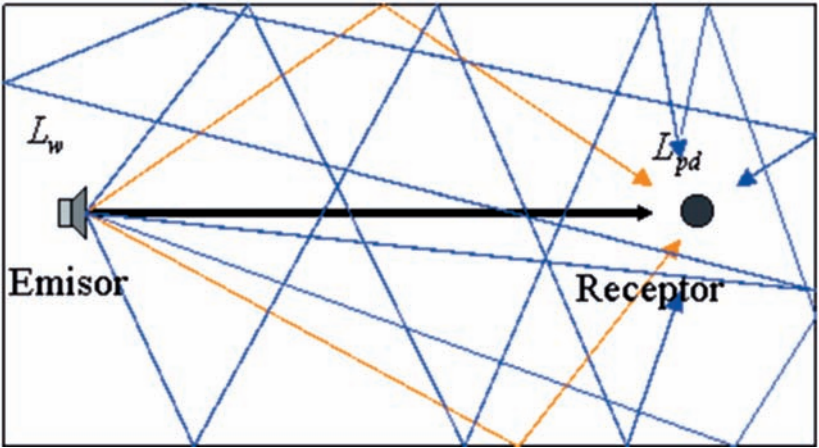


Figura 2.11. Transmisión sonora entre emisor y receptor en campo difuso.



La existencia de superficies reflectantes, y por lo tanto su área de absorción equivalente³, en un espacio cerrado en el que se produce la emisión sonora, condicionará la relación entre el nivel de potencia emitido por la fuente y el nivel de presión recibido a una distancia de la misma, quedando plasmado en la siguiente ecuación:

$$L_{pd} = L_w + 10 \log \left[\frac{ED}{4\pi d^2} + \frac{4}{A} \right] \quad (21)$$

donde A es el área de absorción equivalente, en m², entendida como el sumatorio de las diferentes superficies que conforman el recinto, S_i, por el coeficiente de absorción de cada una de ellas, α_i.

El coeficiente de absorción de una superficie vendrá determinado por las características del material del que se compone. Catálogos comerciales y bases de datos encontradas en la bibliografía son las principales fuentes de información para determinar el coeficiente de absorción de un material, el cual podrá variar significativamente para las diferentes bandas de frecuencia (ver Tabla 2.5).

$$A = \sum \alpha_i S_i \quad (22)$$

Para la estimación experimental de este parámetro acústico característico de un espacio cerrado, suele emplearse la Fórmula de Sabine, donde el área de absorción equivalente se relaciona experimentalmente con el tiempo de reverberación existente en la estancia⁴ y el volumen de la misma.

$$A = 0,16 \frac{V}{T_r} \quad (23)$$

donde:

V es el volumen de la sala en m³.

T_r es el tiempo de reverberación experimental de la sala en segundos.

3 El área de absorción equivalente se obtiene del sumatorio de superficies existentes en el espacio cerrado multiplicado por el coeficiente de absorción de los materiales existentes en cada una de las superficies.

4 Entendido como el tiempo que una onda sonora tarda en reducirse 60 dB en un espacio cerrado.

TABLA 2.5. Coeficiente de absorción de algunos materiales en bandas de octava.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz
Hormigón	0,01	0,01	0,015	0,02	0,02	0,027
Enlucido de yeso	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04
Placa de escayola	0,04	0,03	0,03	0,04	0,05	0,08
Parquet flotante	0,20	0,15	0,12	0,08	0,10	0,15
Moqueta	0,08	0,27	0,39	0,34	0,48	0,63
Fibra de Vidrio	0,2	0,37	0,6	0,8	0,75	0,7

Según los valores mostrados en la Tabla 2.5, una estancia de 5 m x 3 m x 2,25 m con paredes enlucidas, techo de escayola y suelo de parquet flotante tendrá un área de absorción equivalente para la banda de 1.000 Hz, A_{1kHz} :

$$A_{1kHz} = \sum \alpha_i S_i = (15 \cdot 0,04) + (15 \cdot 0,08) + ((2 \cdot 11,25 + 2 \cdot 6,75) \cdot 0,03) = 2,88 m^2$$

Conocido el volumen de la sala en m^3 y el área de absorción equivalente en m^2 , el tiempo de reverberación existente en la sala en segundos será:

$$T_{r,1kHz} = 0,16 \frac{V}{A_{1kHz}} = 0,16 \frac{33,75}{2,88} = 1,875 s$$

La presencia de muebles, cortinas, decoración y personas en una estancia mejorará su absorción equivalente. Generalmente, se puede asumir que el tiempo de reverberación de una estancia perfectamente amueblada (cortinas, tapizados, muebles, etc.) es de 0,5 segundos.

2.6.1. Pérdida por inserción o atenuación

La presencia de elementos absorbentes, barreras, cerramientos o conductos en un sistema de distribución entre la fuente generadora de ruido y el punto de inmisión o recepción sonora a una distancia d , provocará una reducción en el nivel de presión que dependerá de las características del elemento barrera y que se conocerá como ΔL . La pérdida por inserción o atenuación cumplirá la ecuación:





$$\Delta L = L_{p,d} - L'_{p,d} \quad (24)$$

donde:

$L_{p,d}$ es el nivel de presión sin la presencia del elemento «barrera».

$L'_{p,d}$ es el nivel en el mismo punto tras insertar el elemento entre emisor y receptor.

Algunos valores de referencia para conocer la capacidad de atenuación media de elementos empleados en instalaciones de climatización son:

- Barrera de chapa 15 dB
- Silenciador 25 dB
- 1 metro de conducto absorbente 7 dB

3 PROBLEMAS POTENCIALES EN LAS INSTALACIONES



Los sistemas de climatización son equipos pensados para acondicionar espacios destinados al uso y disfrute de personas, por lo que resulta esencial su ubicación en áreas muy próximas a potenciales afectados por su funcionamiento. Si a esta circunstancia se une el hecho de que estos equipos basan su funcionamiento en el accionamiento mecánico de sus componentes y el trasiego de fluido, es fácil que estas instalaciones sean consideradas y tratadas como posibles focos de ruido en su lugar de instalación.



Figura 3.1. Potenciales fuentes de ruido de una instalación de climatización.

Las principales causas de ruido generado por instalaciones de climatización se deben a:



- El diseño inadecuado de los elementos que componen el sistema de climatización y su incorrecta ubicación.
- La desestimación de las recomendaciones de los fabricantes sobre la instalación de los equipos de climatización.
- La reducción de costes en obra sin tener en cuenta las implicaciones sonoras que esto puede suponer.

3.1. Tipos de ruidos y fuentes sonoras en instalaciones de climatización

La clasificación de las diferentes tipologías de ruido resulta vital a la hora de localizar y caracterizar el tipo de perturbación antes de proponer medidas correctoras para su minimización. Según las características del foco que produce la perturbación, su medio de dispersión y su recepción, se podrá distinguir entre:

- **Ruido aéreo:** perturbaciones sonoras generadas por una variación de presión atmosférica en el aire, transmitidas por medio aéreo y percibidas por el receptor a través del oído.

En una instalación de climatización los difusores, las rejillas o el ruido generado por las unidades exteriores a los vecinos de otro edificio son ejemplos de ruido aéreo.

- **Ruido de impacto:** ruido generado a través de la interacción mecánica de dos elementos sólidos (tacón-suelo) transmitido a través de la estructura y percibido por el oído del receptor.

El ruido derivado del impacto producido por el régimen turbulento sobre una tubería o el contacto mecánico entre elementos de una unidad de tratamiento de aire, pueden ser transmitidos y percibidos como ruido de impacto.

- **Vibraciones:** oscilación generada a través de la interacción mecánica de dos elementos sólidos, la transmisión y la recepción por elementos rígidos.

La percepción del funcionamiento de un ventilador o un compresor a través del contacto de la mano con la pared o el suelo, estarán catalogados como vibraciones derivadas del funcionamiento en una instalación de climatización.

Como ya se ha comentado, resultará sencillo encontrar perturbaciones acústicas de los tres tipos citados en una instalación de climatización, siendo necesaria su correcta identificación para solventar los problemas potenciales derivados de su funcionamiento.

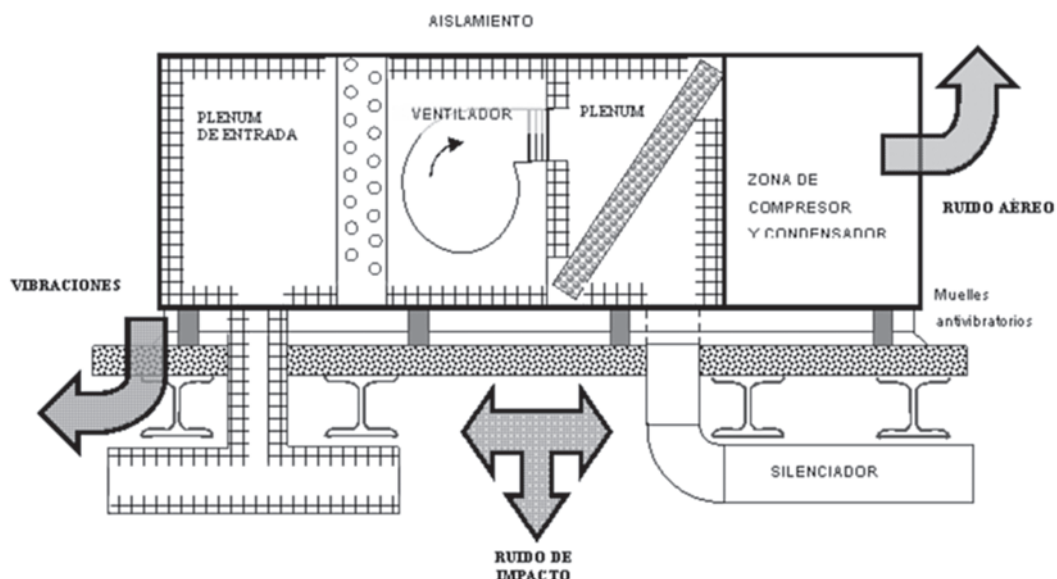


Figura 3.2. Tipos de ruidos en una unidad exterior.

3.2. Confort acústico

El adecuado entorno acústico de un espacio cerrado garantizará la satisfacción de sus usuarios. El confort acústico presenta como objetivo principal garantizar que los niveles sonoros a los que se ve sometido un entorno son acordes con la actividad que en éste se va a realizar, estableciendo, por ejemplo, exigencias distintas para una habitación de un hospital o para las oficinas de una nave industrial.

Las consideraciones que garantizarán un confort acústico óptimo son:

- **Soluciones eficientes en fase de diseño.** Los profesionales encargados del diseño de un espacio o conjunto de espacios deberán contemplar las necesidades acústicas del mismo en su fase de diseño. De esta manera, se conseguirá proponer y aplicar medidas de actuación óptimas con el menor coste posible.



- **Minimizar ruido en el origen.** La alteración sonora de una estancia viene generada por una fuente de ruido, por lo tanto, la primera medida para reducir los niveles sonoros pasa por actuar inicialmente sobre la fuente que ha generado la perturbación.
- **Buen montaje e instalación de los diferentes componentes.** Un buen diseño no sirve de nada si el profesional encargado de su instalación no sigue las directrices y recomendaciones marcadas por proyectistas y fabricantes.
- **Criterios aerodinámicos en redes de conductos.** Los conductos funcionan como puente de transmisión sonora y como elemento generador de ruido, siendo necesario analizar el comportamiento del aire en el interior de los mismos, proponiéndose la instalación que minimice «recodos» y zonas de régimen turbulento.
- **Estudio de los apoyos antivibración.** Las vibraciones son el origen de la mayoría de los problemas de ruido en una instalación, por lo que, evitando su transmisibilidad empleando sistemas elásticos y muelles metálicos, se conseguirá atajar la perturbación antes de que pase al aire.
- **Extremar precauciones y usar de materiales específicos en locales de uso especial.** Los espacios especialmente silenciosos precisarán de soluciones antirruido que permitan reducir de forma significativa el ruido de la instalación. Los sistemas encapsulados y los silenciadores en las tomas y salidas de aire garantizarán el cumplimiento de los requerimientos planteados por estos espacios.

3.2.1. Objetivo de confort acústico

La consideración de estos aspectos a la hora de diseñar y ejecutar una instalación de climatización llevará implícita la consecución de los objetivos o recomendaciones de confort acústico. La Tabla 3.1 muestra los valores de las curvas NR recomendados para diferente tipo de espacios en función de la actividad a desarrollar en cada uno de ellos.



TABLA 3.1. Curvas límite NR recomendadas por la ISO/R 1996 para espacios destinados a diferentes actividades.

CURVAS «NOISE RATING»	TIPO DE RECINTOS
NR 25	Salas de concierto, estudios de grabación y difusión, iglesias.
NR 30	Viviendas privadas, hospitales, teatros, cines, salas de conferencias.
NR 35	Bibliotecas, museos, juzgados, colegios, hospitales, teatros, salas de operaciones, pisos, hoteles, oficinas.
NR 40	Pasillos, zonas comunes, vestuarios, restaurantes, salas de noche, servicios, tiendas.
NR 45	Grandes almacenes, supermercados, cantinas, oficinas generales.
NR 50	Oficinas con máquina ligera.
NR 60	Factorías e industria ligera.
NR 70	Fundiciones, industria pesada.

El Real Decreto 1367/2007 que desarrolla la ley del ruido, también establece valores límite en espacios interiores para periodos de mañana, L_d , tarde, L_e , y noche, L_n , que podrán ser empleados como referencias de confort acústico.

TABLA 3.2. Valores límite en espacios interiores RD 1367/2007⁵.

USO DEL EDIFICIO	TIPO DE RECINTO	ÍNDICES DE RUIDO		
		L_d	L_e	L_n
Vivienda o uso residencial	Estancias	45	45	35
	Dormitorios	40	40	30
Hospitalario	Zonas de estancia	45	45	35
	Dormitorios	40	40	30
Educativo o cultural	Aulas	40	40	40
	Salas de lectura	35	35	35

Otras normas proponen valores máximos en diferentes espacios en función de la actividad a realizar en los mismos.

5 Anexo II del RD 1367/2007. Objetivos de calidad acústica para ruido aplicables al espacio interior habitable de edificaciones destinadas a vivienda, usos residenciales, hospitalarios, educativos o culturales.



TABLA 3.3. Valores de nivel de intensidad sonora máxima en espacios interiores según norma VDI 2058.

NIVELES CLÁSICOS DE RUIDOS Intensidad sonora máxima según norma VDI 2058	
En el puesto de trabajo	
En trabajos predominantemente intelectuales	50 dB(A)
En trabajos de oficina sencillos y actividades semejantes	70 dB(A)
En otros trabajos	90 dB(A)
En la vecindad	
En zonas con sólo instalaciones industriales	70 dB(A)
En zonas con predominio de instalaciones industriales	
Durante el día	65 dB(A)
Durante la noche	50 dB(A)
En zonas con instalaciones industriales y viviendas	
Durante el día	60 dB(A)
Durante la noche	45 dB(A)
En zonas con predominio de viviendas	
Durante el día	55 dB(A)
Durante la noche	40 dB(A)
En zonas residenciales de viviendas	
Durante el día	50 dB(A)
Durante la noche	35 dB(A)
En zonas de sanatorios, hospitales, etc.	
Durante el día	45 dB(A)
Durante la noche	35 dB(A)

TABLA 3.4. Valores máximos permitidos de nivel sonoro en locales acondicionados, según norma VDI 2081-1971.

TIPO DE LOCAL	NIVEL SONORO dB(A)
Salas para conciertos, conferencias, etc.	25-30
Teatros, iglesias y locales de uso parecido	30-35
Habitaciones en hospitales y hoteles	25-35
Quirófanos, salas de tratamiento y reconocimiento de enfermos y de espera	35
Cines, salas de reuniones, de dirección y de lectura	30-35
Aulas, clases, oficinas con exigencias más elevadas	35-40
Oficinas, restaurantes con exigencias más elevadas	40-45
Grandes salas de oficinas con concurrencia de público, restaurantes normales	45-50

3.2.2. Código Técnico de la Edificación: documento básico de protección frente al ruido (DB-HR)

Los requerimientos que deberán cumplir las instalaciones de climatización en un edificio de viviendas es uno de los objetivos tratados por el Documento Básico de Protección frente al Ruido (DB-HR) del Código Técnico de la Edificación.

3.2.2.1. Datos suministrados por el fabricante

En el DB-HR se establece que los suministradores de los equipos y productos empleados en la instalación de climatización incluirán en la documentación de los mismos los valores de las magnitudes que caracterizan los ruidos y las vibraciones derivados de su funcionamiento, siendo necesario:

- a) El nivel de potencia acústica, L_w , de equipos que producen ruidos estacionarios.
- b) El coeficiente de absorción acústica, α , de los productos absorbentes utilizados en conductos de ventilación y aire acondicionado.
- c) La atenuación de conductos prefabricados, expresada como pérdida por inserción, ΔL , y la atenuación total de los silenciadores que estén interpuestos en conductos o empotrados en fachadas o en otros elementos constructivos.
- d) La rigidez dinámica, k_{rig} , y la carga máxima, q_{max} , de los lechos elásticos utilizados en las bancadas de inercia⁶.
- e) El coeficiente de amortiguamiento, c_{am} , la transmisibilidad, τ , y la carga máxima, q_{max} , de los sistemas antivibratorios puntuales utilizados en el aislamiento de maquinaria y conductos⁷.

6 La transmisibilidad, la rigidez dinámica, la carga máxima y el coeficiente de amortiguación son factores propios de los sistemas de apoyo, bancadas de inercias y elementos antivibración empleados para la sujeción de la maquinaria empleada en la instalación, ver apartado 4.3.

7 La transmisibilidad, la rigidez dinámica, la carga máxima y el coeficiente de amortiguación son factores propios de los sistemas de apoyo, bancadas de inercias y elementos antivibración empleados para la sujeción de la maquinaria empleada en la instalación, ver apartado 4.3.





3.2.2.2. Condiciones de montaje

A su vez, el DB-HR establece las directrices a seguir a la hora de instalar estos equipos:

- a) Los equipos se instalarán sobre soportes antivibratorios elásticos cuando se trate de equipos pequeños y compactos o sobre una bancada de inercia cuando el equipo no posea una base propia suficientemente rígida para resistir los esfuerzos causados por su función o se necesite la alineación de sus componentes, como, por ejemplo, del motor y el ventilador o del motor y la bomba.
- b) En el caso de equipos instalados sobre una bancada de inercia, tales como bombas de impulsión, la bancada será de hormigón o acero, de tal forma que tenga la suficiente masa e inercia para evitar el paso de vibraciones al edificio. Entre la bancada y la estructura del edificio deben interponerse elementos antivibratorios.
- c) Se consideran válidos los soportes antivibratorios y los conectores flexibles que cumplan la Norma UNE 100153 IN.
- d) Se instalarán conectores flexibles a la entrada y a la salida de las tuberías de los equipos.
- e) En las chimeneas de las instalaciones térmicas que lleven incorporados dispositivos electromecánicos para la extracción de productos de combustión se utilizarán silenciadores.

La primera versión del DB-HR⁸ establece recomendaciones y medidas concretas para diferentes tipos de instalaciones:

Equipos en recintos de instalaciones

El valor límite de nivel de potencia que deberán tener los equipos instalados en el interior de recintos vendrá determinado por la fórmula 25.

$$L_w \leq 70 + 10 \log V - 10 \log T_r - K \tau^2 \quad (25)$$

8 Cabe destacar que los aspectos que se desarrollan a continuación pertenecen a la primera versión del documento, y aún siendo conscientes que versiones posteriores han bajado el grado de exigencias, es bueno tomar los requerimientos más estrictos como objetivos de calidad ambiental.

donde V es el volumen de la estancia, T_r el tiempo de reverberación y los factores K (constante que dependerá del tipo de equipo a evaluar) y τ (transmisibilidad del sistema antivibratorio⁹) vendrán determinados por la Tabla 3.5.



TABLA 3.5. Valores de K y τ de los sistemas antivibratorios para las diferentes tipologías de equipos en recintos de instalaciones.

TIPO DE EQUIPO	K	τ
Calderas	12,5	0,15
Bombas de impulsión	12,5	0,10
Maquinaria de ascensores	1.000	0,01

Aire acondicionado

Se recomienda que los conductos de aire acondicionado sean revestidos de un material absorbente acústico, empleando silenciadores específicos en las entradas y salidas de aire. Para evitar el paso de las vibraciones de los conductos a los elementos constructivos se recomienda el uso de sistemas antivibratorios, tales como abrazaderas, manguitos y suspensiones elásticas. Se recomienda el uso de rejillas y difusores terminales lo más silenciosos posibles.

El nivel de potencia acústica máxima generada por el paso del aire acondicionado viene dada por la expresión:

$$L_w \leq L_{eqA,T} + 10 \log V - 10 \log T_r - 14 \text{ [dB]}$$

(26)

donde:

$L_{w,r}$, nivel de potencia acústica de la rejilla, dB.

T_r , tiempo de reverberación en segundos del recinto que se puede calcular según la formula de Sabine (ecuaciones (22) y (23)).

V , volumen del recinto, m³.

$L_{eqA,T}$ valor del nivel sonoro continuo equivalente estandarizado ponderado A (ver Tabla 3.6).

9 La transmisibilidad de un sistema antivibración es el porcentaje de energía vibratoria transmitida de la máquina a la base que la sustenta.



TABLA 3.6. $L_{eqA,T}$ para diferentes usos y tipos de recintos.

USO DEL EDIFICIO	TIPO DE RECINTO	Valor $L_{eqA,T}$ (dBA)
Sanitario	Estancias	35
	Dormitorios y quirófanos	30
	Zonas comunes	40
Residencial	Dormitorios y estancias	30
	Zonas comunes y servicios	50
Administrativo	Despachos profesionales	40
	Oficinas	45
	Zonas comunes	50
Docente	Aulas	40
	Sala de lectura y conferencias	35
	Zonas comunes	50
Cultural	Cines y teatros	30
	Sala de exposiciones	45
Comercial		50

Ventilación

Se recomienda el aislamiento de los conductos y conducciones verticales de ventilación que discurran por recintos habitables y protegidos dentro de una unidad de uso, especialmente los conductos de extracción de humos de los garajes, que se considerarán recintos de instalaciones.

En el caso de instalaciones de ventilación con admisión de aire por impulsión mecánica, los difusores deben cumplir con el nivel de potencia máximo recomendados en el apartado anterior.

Equipos en cubierta

El nivel de potencia acústica máxima de los equipos situados en cubiertas y zonas exteriores anejas, será tal que en el entorno del equipo y en los recintos habitables y protegidos no se superen los objetivos de calidad acústica correspondientes.

3.3. Consideraciones técnicas y problemática acústica de las instalaciones de climatización

Los elementos que conforman un sistema de climatización varían ostensiblemente en función del tipo de sistema seleccionado (sistemas compactos, partidos, etc.), el volumen del espacio a acondicionar y otros requerimientos específicos. Esta heterogeneidad en las instalaciones implica también variaciones importantes en la problemática sonora entre cada una de ellas.

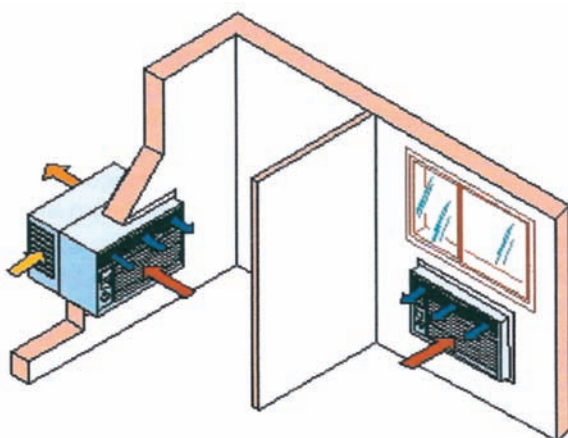


Figura 3.3. Sistemas compactos.

A nivel general, los elementos que a priori son susceptibles de producir un impacto sonoro sobre los usuarios de la instalación o personas ajenas a la misma son:

- Sistemas de ventilación.
- Unidades exteriores.
- Unidades interiores.
- Conductos.
- Rejillas y difusores.



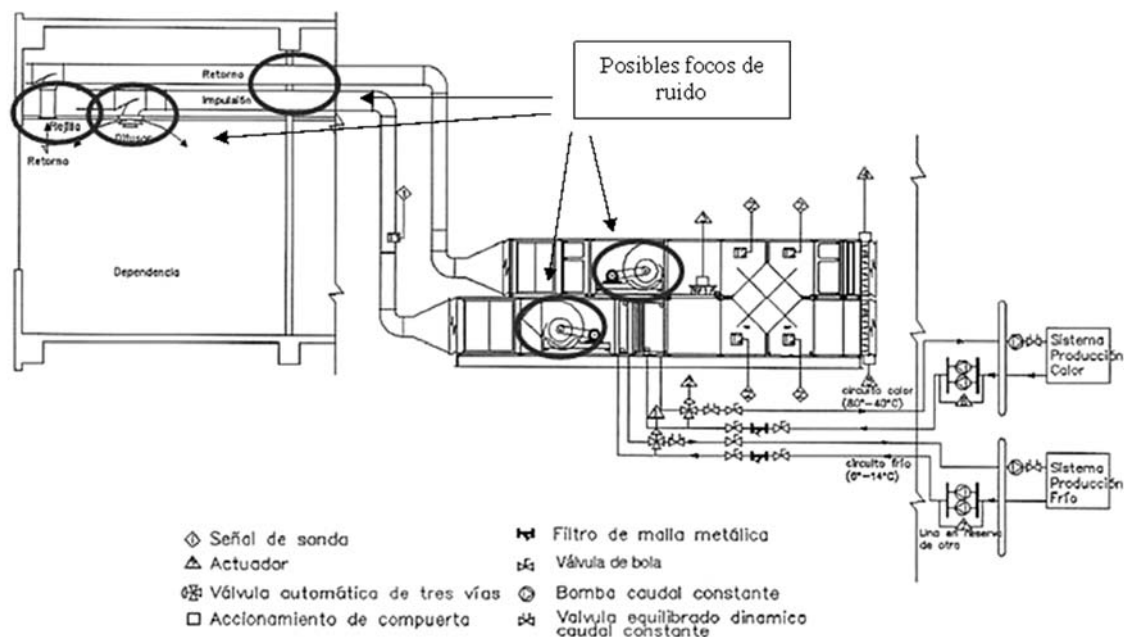


Figura 3.4. Sistema de aire de caudal constante e identificación de las posibles fuentes de ruido del mismo.

La identificación de estos elementos como fuentes de ruido y la caracterización de los niveles sonoros que producen, permitirá evaluar los posibles problemas y proponer medidas correctoras acorde con su funcionamiento y rendimiento. A continuación se describe de forma detallada la problemática de los principales elementos identificados.

3.3.1. Sistemas de ventilación

Debido al desplazamiento del aire y al movimiento de las aspas o álabes a una determinada velocidad, el ventilador provoca una perturbación brusca sobre el medio que lo rodea que se traduce en la emisión de ruido. Debido a su funcionamiento, los sistemas de ventilación se caracterizan por presentar elevados niveles sonoros en la banda de frecuencia en la que se encuentra la «Frecuencia de paso de aspa», entendida como la velocidad de funcionamiento del ventilador, multiplicado por el número de aspas o álabes que lo componen:

$$f_{aspas} = \frac{N^{\circ}_{Aspas} \cdot RPM_{ventilador}}{60} \quad (27)$$



Donde:

N°_{Aspas} , número de aspas.

$RPM_{\text{ventilador}}$ velocidad de funcionamiento del ventilador en r/min.

f_{aspas} , frecuencia característica de emisión de un ventilador en Hz.

Estos elevados niveles sonoros de la frecuencia de aspas y sus armónicos¹⁰ se deben a flujos de entrada mal repartidos, existencia de flujos secundarios y remolinos, y a las capas turbulentas que se forman cerca del álabe, provocando la perturbación a cada paso del mismo.

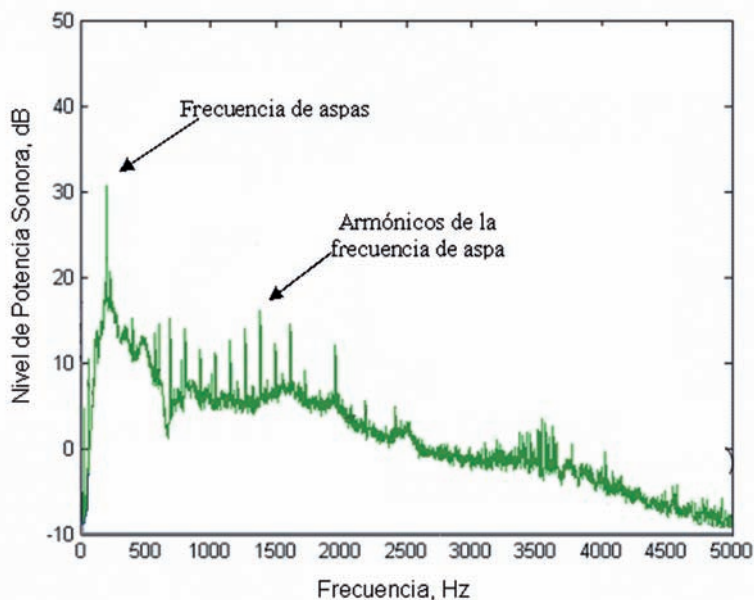


Figura 3.5. Espectro de frecuencia característico de un *cooling fan* de 120 mm de diámetro.

Tal y como establece el Código Técnico y el resto de recomendaciones, para evaluar la incidencia acústica que el ventilador puede producir en un determinado entorno, es necesario conocer el nivel de potencia acústica del mismo. Para ello, son tres las posibles vías para conseguir esta información:

10 Frecuencias resultantes de multiplicar la frecuencia principal, f_{aspas} , por un número entero.



- Datos del fabricante

Los catálogos comerciales suelen facilitar los niveles de potencia sonora o de presión sonora recibida a una distancia conocida en determinadas condiciones de funcionamiento del ventilador y en un entorno sonoro concreto. Esta información, junto con las características acústicas del entorno en el que se pretende instalar el equipo, permitirá conocer los niveles derivados de su funcionamiento.

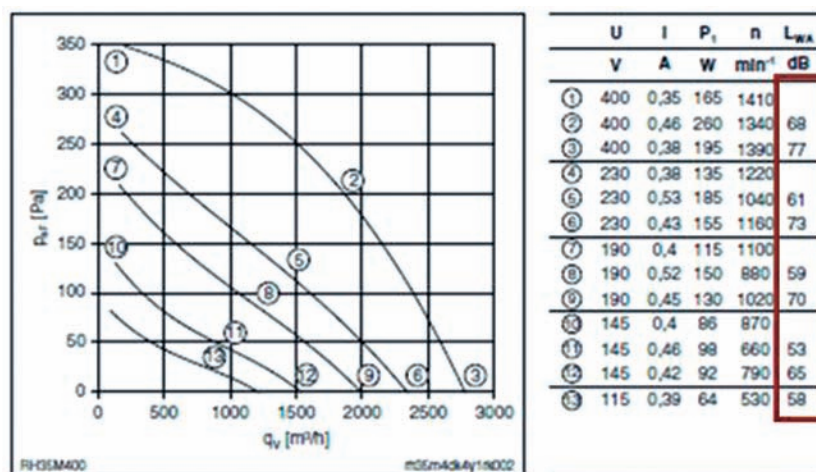


Figura 3.6. Niveles de potencia sonora de diferentes modelos de ventilador.

Para conocer con mayor grado de detalle las características sonoras del ventilador y proponer medidas correctoras precisas, es conveniente disponer de los niveles de presión o potencia sonora en bandas de octava o tercio de octava, ya que permitirán focalizar las medidas correctoras a las principales bandas de emisión.

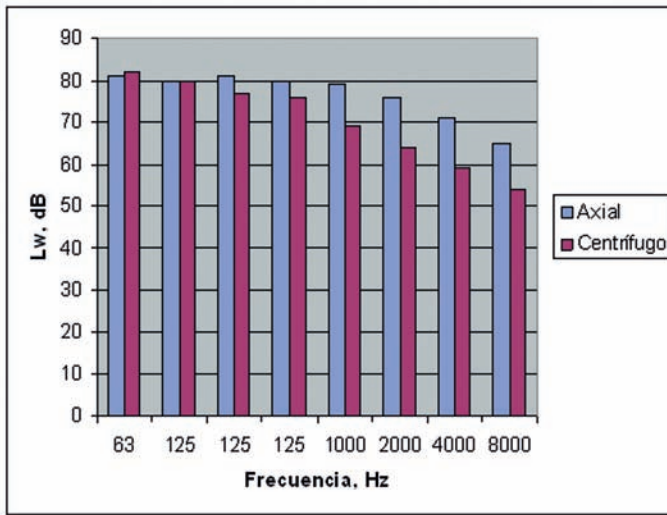


Figura 3.7. Nivel de potencia sonora en banda de octavas de un ventilador axial y un ventilador centrífugo.

- Algoritmos o tablas experimentales

Determinadas recomendaciones, así como estándares internacionales, presentan algoritmos y tablas a través de los cuales es posible estimar los niveles de potencia sonora de un equipo en función de sus características de funcionamiento, nº de aspas, potencia, velocidad, etc. La información que se puede extraer de estos ábacos y tablas no suele ser tan exacta como la proporcionada por el fabricante, pero permite disponer de un orden de magnitud sin necesidad de realizar ensayos experimentales.

$$L_w = (25 \pm 4) + 10 \log Q + 20 \log \Delta P \quad (28)$$

donde Q es el caudal en m^3/s y ΔP es la variación de presión del ventilador en mm c.d.a. (ver Fig. 3.8).



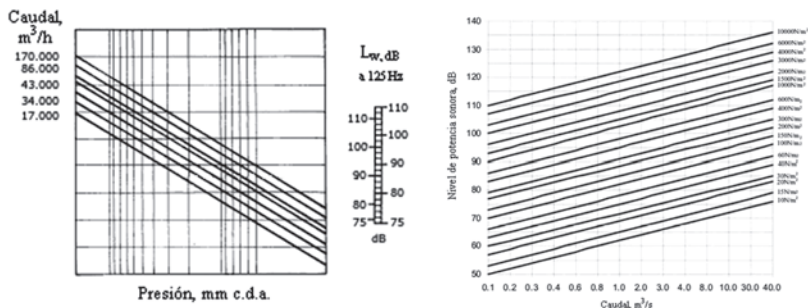


Figura 3.8. Gráficas para la estimación del nivel de potencia sonora de un ventilador en función de su caudal.

- Ensayos normalizados (normas ISO 13347, 3744, 3743, 3745, 5136)

Este conjunto de estándares establecen técnicas de ensayos para la obtención del nivel de potencia sonora de fuentes en diferentes entornos y con distintos grados de precisión.

Cada uno de estos ensayos requiere de un entorno acústico determinado (cámaras anecoicas, semianecoicas, etc.) y proporciona el nivel de potencia sonora del sistema a través de medidas de nivel de presión en puntos estratégicamente distribuidos (ver Fig. 3.9). Las características del entorno, el número de puntos de ensayo y su distribución variarán en función del tipo y tamaño de la fuente sonora, así como de la norma seguida para realizar el ensayo.

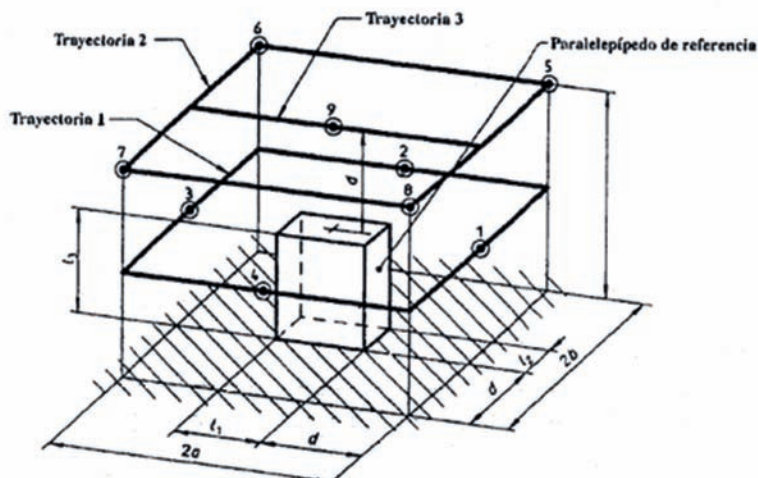


Figura 3.9. Distribución de puntos de ensayo, para la obtención del nivel de potencia sonora de una fuente de ruido sobre plano reflectante por el método del paralelepípedo según la norma UNE EN ISO 3744: 1996.

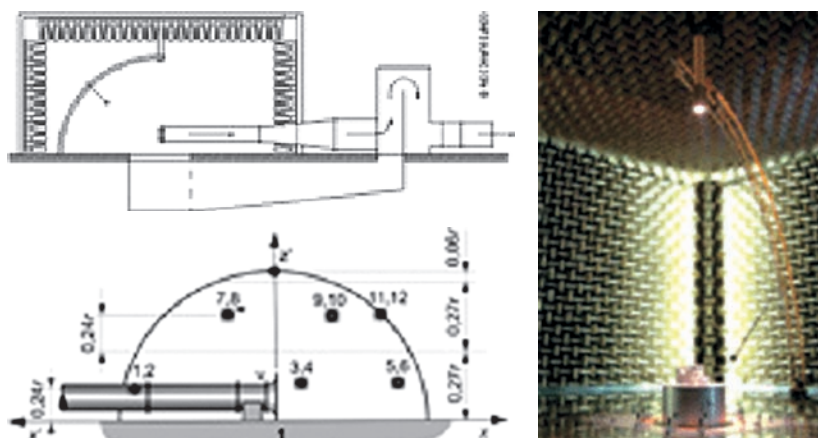


Figura 3.10. Instalaciones de Soler y Palau destinadas para el ensayo de ventiladores conforma a la Norma ISO 13347.
http://www.solerpalau.es/formacion_01_15.html

Una vez conocida la potencia sonora de un ventilador perteneciente a una tipología concreta, la norma UNE 100 230 95 establece que si un ventilador debe funcionar en condiciones diferentes de las ensayadas, no es práctico ni económico efectuar nuevos ensayos para determinar sus prestaciones. Para ello, propone un conjunto de ecuaciones a través de los cuales es posible determinar, con buena precisión, las nuevas prestaciones a partir de los ensayos efectuados en condiciones normalizadas.

A efectos prácticos, la norma recomienda el uso de formas empíricas para determinar los niveles sonoros de ventiladores que se ven sometidos a regímenes de marcha distintos a los dispuestos en los ensayos sonoros o bien se ven sometidos a variaciones en las condiciones de flujo. Estas relaciones son de aplicación cuando se trata de una serie de ventiladores homólogos, de dimensiones y características semejantes, que se mantienen al variar el tamaño de uno de ellos a cualquier otro de su misma familia. También es necesario que la velocidad del fluido dentro del ventilador sea proporcional de uno a otro, para lo cual debe comprobarse que la razón entre la velocidad periférica de dos puntos de un rodete sea la misma que la de entre dos puntos semejantes del otro rodete.

Estas relaciones permitirán estimar el nivel de potencia sonora emitido por el ventilador cuando se modifiquen algunas de las siguientes variables:





Guía práctica sobre acústica en instalaciones de climatización

- D_r : diámetro hélice/rodete, m
- n : velocidad rotacional, s^{-1}
- ρ : densidad, kg/m^3
- P_f : presión del ventilador, Pa
- Q_v : caudal de entrada, m^3/s

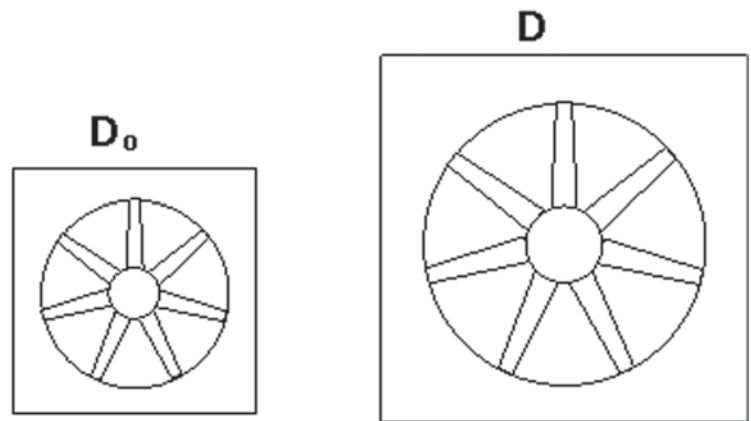


Figura 3.11. Ventiladores homólogos con diferente diámetro.

Las ecuaciones que relacionan estas magnitudes son:

$$L_{wt} = L_{wto} + 70 \log \frac{D_r}{D_{ro}} \quad (29)$$

$$L_{wt} = L_{wto} + 50 \log \frac{n}{n_o} \quad (30)$$

$$L_{wt} = L_{wto} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_o} \quad (31)$$

$$L_{wt} = L_{wto} + 70 \log \frac{D_r}{D_{ro}} + 50 \log \frac{n}{n_o} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_o} \quad (32)$$

$$L_{wt} = L_{wto} + 10 \log \frac{Q}{Q_o} + 20 \log \frac{P}{P_o} \quad (33)$$

Las fórmulas para el cambio de diámetro deben usarse con precaución, ya que sólo son válidas si los ventiladores que relacionan son rigurosamente semejantes. En la práctica siempre hay desviaciones de semejanza que no se aprecian ostensiblemente y más cuando se trata de aparatos de la misma familia.

Por último, cabe destacar la importancia que va a tener la instalación del ventilador a la hora de variar el nivel de potencia proporcionado por el fabricante o los ensayos experimentales, procurando siempre seleccionar los sistemas de conductos que presenten una mínima resistencia y favorecer la entrada aerodinámica.

3.3.2. Equipos instalados en espacios cerrados (unidades interiores y sus salas)

Los diferentes elementos de la instalación que se ubican y se utilizan en un espacio cerrado serán estudiados y evaluados teniendo en cuenta no sólo sus características acústicas sino también las propiedades acústicas del entorno en el que se encuentran instalados.

La propagación sonora de los niveles sonoros generados y transmitidos en espacios cerrados ha sido analizada en el apartado 2.6, donde quedó patente que el nivel de presión generado por una fuente sonora en el interior de una estancia dependerá sensiblemente del entorno en el que se propaga:

$$L_{pd} = L_w + 10 \log \left[\frac{ED}{4\pi d^2} + \frac{4}{A} \right] \quad (34)$$

El nivel de presión a una distancia de la fuente sonora dependerá del nivel de potencia de la fuente en cuestión, la distancia entre emisor y receptor, la directividad sonora de la fuente y el área de absorción equivalente del espacio en el que se encuentran emisor y receptor.

Por lo tanto, para evaluar el impacto sonoro potencial de un equipo y la aplicación de tratamientos que reduzcan estos niveles se tendrá en cuenta:





- **El tipo de ruido.** Tal y como se ha visto con los ventiladores, será necesario conocer el nivel de potencia sonora de la UTA (datos facilitados por el fabricante o resultante de ensayos experimentales), siendo recomendado que esta información se facilite en bandas de frecuencia, octava o 1/3 de octava.
- **Ruido de fondo existente en la estancia.** La presencia de fuentes sonoras ajenas al equipo instalado podrá aportar un nivel sonoro de fondo que se sumará, de forma logarítmica (ver apartado 2.3.4) a la presión derivada del funcionamiento de la unidad interior.
- **El acondicionamiento sonoro de la sala.** El uso de materiales absorbentes en el interior de estas salas aumentará el área de absorción equivalente de las mismas, lo que reducirá los niveles de presión sonora en el interior y evitará problemas de transmisión.
- **El aislamiento acústico de la sala.** Una sala acondicionada no está necesariamente aislada al exterior, por lo tanto se deberá llevar especial cuidado a la hora de seleccionar los cerramientos verticales y horizontales de la sala para evitar molestias. El DB-HR establece valores mínimos de aislamiento para este tipo de salas. Cabe destacar que la transmisión de ruido de impacto o posibles vibraciones también serán tenidas en cuenta a la hora de proponer medidas para el control sonoro de la instalación y, en este aspecto, el adecuado diseño de sistemas antivibración será de vital importancia (ver apartado 4.3).
- **La dimensión de la sala.** Las salas de climatizadores han de estar dimensionadas suficientemente para poder realizar un diseño óptimo desde el punto de vista acústico. Se necesitan unas dimensiones adecuadas tanto en planta como en altura para poder ubicar silenciadores y conductos de dimensiones suficientes y poder realizar conexiones, giros y embocaduras con un diseño óptimo acústicamente.
- **La ubicación de la sala.** Una sala de climatizadores debe ser tal que evite locales de elevada sensibilidad acústica junto a dicha sala. Siempre se deben instalar puertas de alta hermeticidad y, cuando sea posible, vestíbulos de independencia en el acceso a la sala.

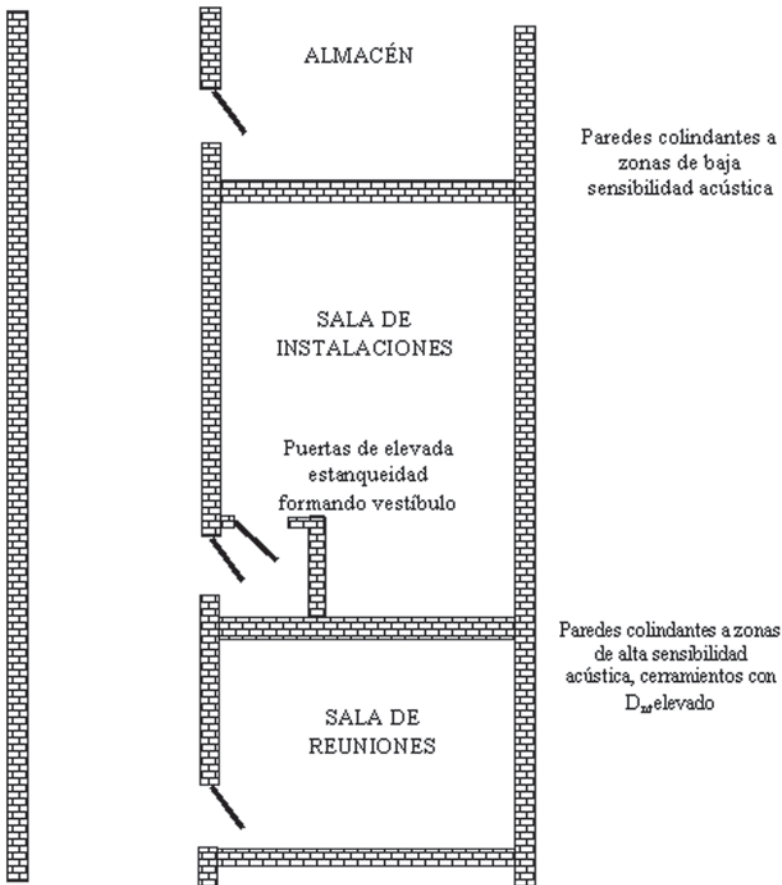


Figura 3.12. Aspectos constructivos a tener en cuenta en una sala de climatizadores.

Una vez estudiadas todas las variables que intervienen en la generación y transmisión sonora, los niveles en el receptor deberán ser inferiores a los niveles máximos de ruido permitidos en interiores, establecidos por la legislación actual y recomendaciones varias (ver apartado 3.2.1).

3.3.3. Equipos instalados en espacios abiertos (unidades exteriores)

Las unidades exteriores de la instalación presentan una problemática similar, pero con algunos matices que hacen que la dispersión de los



niveles de presión en el exterior pueda alcanzar grandes distancias, afectando a personas ajenas a la instalación.



Foto 3.1. Unidad exterior.

El Real Decreto 1367/2007 que aplica la Ley del Ruido establece que el nivel de potencia acústica máximo de los equipos situados en cubiertas y zonas exteriores anejas será tal que en el entorno del equipo y en los recintos habitables y protegidos no se superen los objetivos de calidad acústica correspondientes (ver Tabla 3.2). Por lo tanto, para conocer si se superan esos objetivos de calidad, será necesario emplear la fórmula que relaciona los niveles de presión sonora a una distancia determinada con los niveles de potencia que emite una fuente puntual¹¹, la distancia entre emisor y receptor, y la directividad sonora de la fuente (ver Fig. 3.13).

$$L_{pd} = L_w + 10 \log \left[\frac{ED}{4\pi d^2} \right] \quad (35)$$

¹¹ Esta suposición se podrá considerar válida cuando la distancia entre emisor y receptor sea 4 veces la mayor de las dimensiones de la fuente emisora.

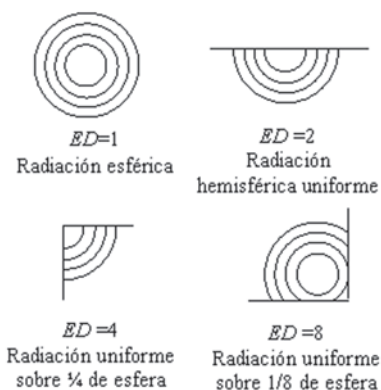


Figura 3.13. Factor ED de directividad de fuentes puntuales emitiendo en campo abierto.

Los datos de nivel de potencia, una vez más, deberán ser facilitados por el fabricante u obtenidos a través de ensayos normalizados (ISO 3744, 3745, etc.) (ver Fig. 3.14). Cabe destacar que la ecuación (35) será válida para campo libre y distancias entre emisor y receptor limitadas (máx. 40 metros). En caso contrario, se deberá emplear la norma ISO 9613. *Acústica-Atenuación del sonido cuando se propaga en el ambiente exterior, Parte 2: Método general de cálculo*, para conocer la atenuación.

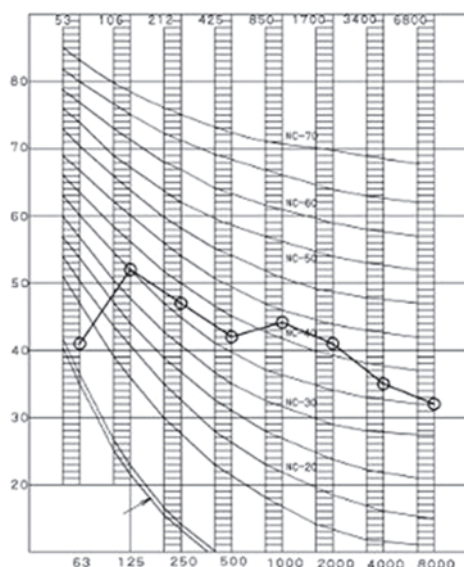


Figura 3.14. Nivel de presión sonora emitido por un equipo, comparado con las curvas NC.

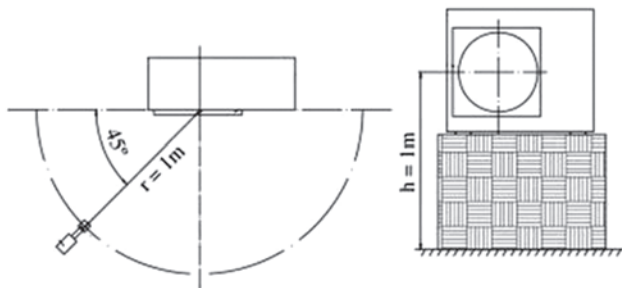


Figura 3.15a. Ensayo normalizado para la obtención del nivel de potencia sonora de una unidad exterior en diferentes condiciones.

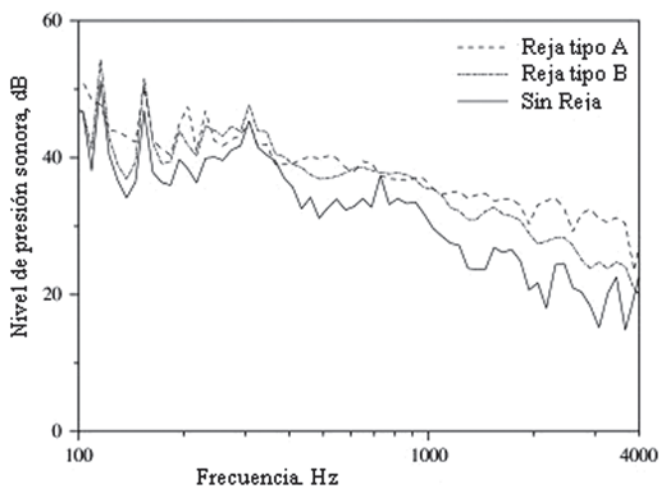


Figura 3.15b. Espectro de frecuencias en 1/12 de octava de una unidad exterior con diferentes sistemas de rejillas obtenida a través del ensayo mostrado en la Fig. 3.15a.

Cuando la información proporcionada por el fabricante viene dada en bandas de frecuencia (octava o tercio de octava) será más fácil conocer el impacto real que la fuente producirá, permitiendo proponer medidas correctoras más efectivas.

Algunos fabricantes proporcionan el nivel de presión a una distancia determinada. Con este dato se podrá estimar el nivel de presión a la distancia deseada:

$$L_{pd1} = L_{pd2} + 10 \log \left[\frac{d_1^2}{d_2^2} \right] \quad (36)$$



Foto 3.2. Unidad exterior en cubierta con silenciador en la toma de aire.



Las recomendaciones que se deben seguir para evitar en la medida de lo posible problemas sonoros resultantes del funcionamiento de unidades exteriores son:

- Seleccionar una ubicación adecuada para el equipo, evitando la proximidad a terrazas, balcones y espacios residenciales.
- Una vez seleccionada la ubicación, estudiar la mejor orientación del equipo. Por norma general, las unidades exteriores son equipos altamente direccionales, por lo que se procurará orientar el equipo consiguiendo que el área de máxima emisión (puntos de flujos de entrada y salida) queden encarada a áreas abiertas en las que no se encuentran vecinos o áreas potencialmente sensibles al ruido.
- De igual manera, resultará altamente ventajoso aprovechar las barreras naturales que ofrece el entorno en el que se instalará el equipo (otras azoteas, muros, paneles solares, etc.), consiguiendo a través de su presencia la reducción de los niveles de inmisión.



Foto 3.3. Apantallamiento de los equipos exteriores por captadores solares.

- Para los equipos potentes se recomienda el uso de silenciadores en las canalizaciones de entrada y salida de aire (ver apartado 4.5).
- El adecuado mantenimiento de los equipos evitará problemas sonoros de la instalación con el paso del tiempo.



Foto 3.4. Apantallamiento sonoro de los equipos exteriores empleando la propia azotea.



TABLA 3.7. Objetivos de calidad acústica exterior, RD 1367/2007¹², para las franjas horarias de día, L_d , tarde, L_e , y noche, L_n .

	TIPO DE ÁREA ACÚSTICA	ÍNDICES DE RUIDO		
		L_d	L_e	L_n
e	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso sanitario, docente y cultural que requiera una especial protección contra la contaminación acústica	60	60	50
a	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso residencial	65	65	55
d	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso terciario distinto del contemplado en c)	70	70	60
c	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso recreativo y de espectáculos	73	73	63
b	Sectores del territorio con predominio de suelo de uso industrial	75	75	6
f	Sectores del territorio afectados a sistemas generales de infraestructuras de transporte, u otros equipamientos públicos que los reclamen	—	—	—

3.3.4. Conductos y rejillas

Las redes de distribución de aire tienen que ser consideradas como fuentes potenciales de diferentes tipos de ruido; ruido de impacto, derivado de las vibraciones del conducto y el uso de uniones rígidas, y ruido aéreo, generado por los equipos de calor/frío y transmitido por los conductos. A su vez, los conductos también serán focos de ruido producido por las variaciones de la velocidad y dirección del flujo de aire (ruido aerodinámico). Por todo ello, será necesario estudiar las características físicas de la red de distribución, diferenciando entre:

- Ruido generado en tramos rectos.
- Ruido generado en bifurcaciones y figuras.
- Ruido generado en la salida (rejillas y difusores).

12 Anexo II RD 1367/2007. Objetivos de calidad acústica. Objetivos de calidad acústica para ruido aplicables a áreas urbanizadas existentes.



3.3.4.1. Potencia sonora generada en conductos rectos metálicos y difusores (VDI 2081)

Tal y como sucede con otros elementos de la instalación, la potencia sonora generada en un sistema de conductos rectos, bifurcaciones y difusores de descarga, podrá ser estimada a través de fórmulas empíricas, norma VDI 2081, o proporcionada por el fabricante a través de ensayos experimentales. Por el primero de estos métodos, la potencia sonora, L_w , generada en conductos metálicos rectos se puede obtener en función de la velocidad y de la sección del conducto:

$$L_w = 7 + 5 \log v + 10 \log S \quad [dB] \quad (37)$$

$$L_{wA} = -25 + 70 \log v + 10 \log S \quad [dBA] \quad (38)$$

siendo:

v , Velocidad en m/s

S , Sección del conducto en m^2

Para difusores, las fórmulas propuestas en función de los datos de partida son¹³:

$$L_{wA} = -4 + 70 \log v + 30 \log \zeta + 10 \log S \quad [dBA] \quad (39)$$

$$L_{wA} = -40 + 10 \log Q + 60 \log v + 10 \log \zeta \quad [dBA] \quad (40)$$

$$L_{wA} = -33 + 10 \log Q + 30 \log \Delta p_r \quad [dBA] \quad (41)$$

donde:

v , velocidad de soplado en m/s

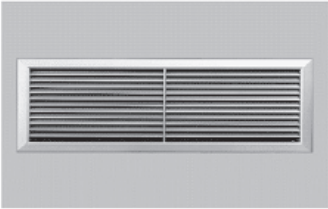
ζ , coeficiente de resistencia al flujo del difusor

S , sección del conducto en m^2

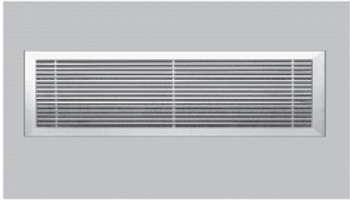
Q , caudal de aire en m^3/h

Δp_r , pérdida de carga en Pa

¹³ La potencia sonora de una unidad terminal de impulsión de aire debe facilitarla el fabricante de la unidad terminal, por lo que las fórmulas que se indican para su cálculo son sólo orientativas.



Reja AT/DG



Reja AH/DG



Reja AT – DG				
Sección efectiva m ²	B x H mm	Velocidad efectiva m/s	Caudal aire m ³ /h	Potencia sonora dB(A)
0,014	225 x 125	7	353	34
0,021	325 x 125		529	36
0,029	425 x 125		730	37
0,036	525 x 125		907	38
0,043	624 x 125		1084	39
0,029	225 x 225	7	730	37
0,043	325 x 225		1084	39
0,057	425 x 225		1436	41
0,072	525 x 225		1814	42
0,086	625 x 225		2167	43
0,114	825 x 225		2873	44

Figura 3.16. Información comercial de un modelo de rejilla, en el que se proporciona la potencia sonora generada en función del caudal y la velocidad de salida de flujo.

Cabe destacar que los conductos, rejillas y difusores son elementos de transmisión y atenuación sonora del ruido generado por el ventilador en la cabeza de la red de distribución. La forma de estimar y cuantificar el grado de atenuación de una red de distribución será descrita en el apartado 4.4.

4

SOLUCIONES ANTIRRUIDO



Como ya se ha podido comprobar, la problemática acústica de una instalación de climatización es muy variada y afecta de forma distinta a cada uno de los elementos que la componen.

Tal y como sucede con cualquier entorno de contaminación¹⁴, se recomienda seguir siempre estas dos máximas:

- Proponer medidas correctoras en fase de diseño para reducir costes y futuros problemas de funcionamiento de la instalación.
- Proponer medidas de actuación inicialmente sobre el foco de ruido. Si esta medida no fuera suficiente, actuar sobre el medio de transmisión (espacio entre emisor y receptor). Finalmente, y como último recurso, actuar sobre el receptor.

A continuación se analizan y proponen una serie de soluciones para paliar el impacto sonoro de cada elemento de la instalación.

4.1. Pantallas acústicas y sistemas encapsulados

La pantalla acústica es la barrera o el elemento de separación parcial dispuesto entre el emisor de ruido y el receptor con el propósito de actuar como obstáculo sonoro y mitigar así la transmisión sonora entre ambos elementos.

Los parámetros que definen la capacidad de atenuación de una pantalla acústica son el material con el que está fabricada, su altura,

¹⁴ La emisión de niveles de ruido superiores a los permitidos por la legislación actual, es entendida como un entorno de contaminación física (contaminación acústica).



la distancia que la separa del emisor y receptor y su espesor. Otros aspectos como su capacidad absorbente y el entorno han de ser tenidos en cuenta para evitar reflexiones no deseadas.

Detrás de una pantalla acústica, la zona en la cual se produce la atenuación de la misma se conoce como «sombra acústica», pero ha de tenerse en cuenta que las ondas incidentes sobre una pantalla acústica no son atenuadas para todas las frecuencias de igual manera (ver Fig. 4.1). Gran parte de la efectividad de una barrera para atenuar el ruido depende de características externas, como la calidad de la instalación de la barrera, impedancia del suelo y la geometría del entorno, entre otras.

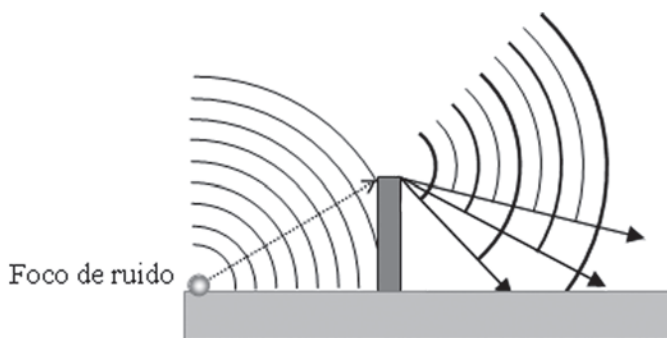


Figura 4.1. Sombra acústica de una pantalla acústica en función de la frecuencia.

La eficiencia de la barrera acústica será evaluada midiendo el efecto de la barrera (ΔL), entendido como la diferencia de niveles en el mismo punto antes, $Lp_{sb,p}$, y después de instalar la barrera, $Lp_{cd,p}$, medido para las diferentes bandas de frecuencia.

$$\Delta L = Lp_{sb,p} - Lp_{cd,p} \quad (42)$$

Este efecto de la barrera puede ser calculado previamente usando métodos teóricos como los sugeridos por Maekewa, Moreland y Kurze, entre otros. Estos métodos están basados en las teorías de difracción de Fresnel y uno de los más extendidos para pantallas reflectantes es el método de Maekewa.

El efecto de la barrera está basada en el número de Fresnel «N», que es un parámetro adimensional que relaciona la longitud de onda del



sonido, λ , con la trayectoria preferencial δ (ver ecuaciones (43) y (44)). La trayectoria preferencial se define como la diferencia entre la trayectoria más corta cuando la barrera se inserta en la trayectoria de propagación y la trayectoria directa sin barrera. k_b es un factor de corrección por efectos atmosféricos. Cuando la distancia entre emisor y receptor es menor de 100 metros $k_b=1$. Todo esto se esquematiza en la Fig. 4.2.

$$N = \frac{2\delta}{\lambda} \quad (43)$$

$$\delta = A + B - d \quad (44)$$

$$\Delta L = 10 \log(3 + 10Nk_b) \quad (45)$$

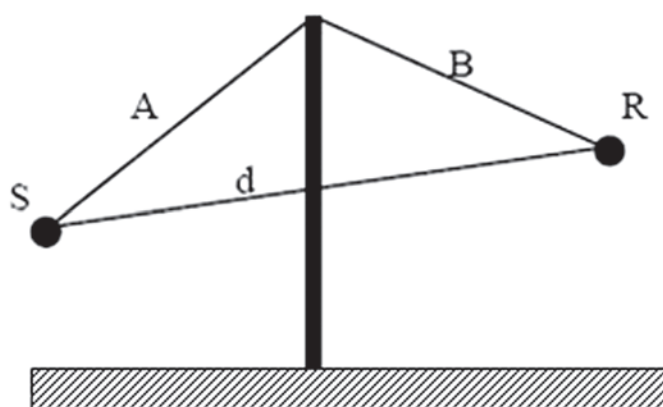


Figura 4.2. Variaciones en la trayectoria del sonido debidas a la presencia de la barrera. Alzado mostrando la posición relativa entre emisor, receptor y barrera.

Con esta ecuación se podría estimar el efecto de una barrera reflectante para las diferentes frecuencias ($k_b=1$).

La norma ISO 9613 propone una metodología similar para la estimación de la atenuación producida por la inserción de pantallas acústicas. Esta estimación será válida para pantallas cuya densidad superficial sea superior a 10 kg/m^2 , estén conformadas como superficie cerrada y su dimensión en el plano horizontal en la dirección perpendicular a la línea que une fuente con receptor, l_r , sea mayor que la longitud de onda de la frecuencia de la banda de octava en cuestión (ver Fig. 4.3).

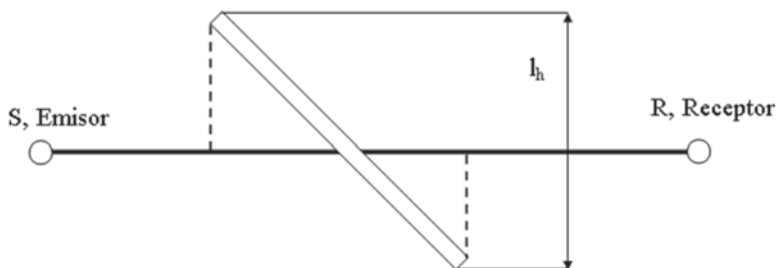


Figura 4.3. Longitud l_h de una pantalla en función de la posición entre emisor y receptor, visto en planta.

La atenuación por apantallamiento en cada banda de octava viene dada por la expresión:

$$\Delta L = 10 \log \left[3 + \left(\frac{C_2}{\lambda} \right) C_3 z K_w \right] \quad (46)$$

donde:

$$C_2 = 20$$

$$C_3 = 1 \text{ para difracción simple o bien } 1 + \frac{\left[\frac{5\lambda}{e} \right]^2}{\left[\frac{1}{3} + \left[\frac{5\lambda}{e} \right]^2 \right]} \text{ para la doble difracción}$$

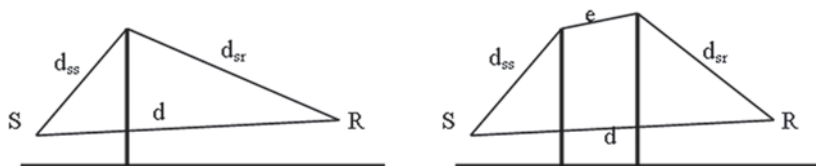


Figura 4.4. Esquema de difracción simple y doble.

λ es la longitud de onda de la frecuencia central de cada banda de octava, $\lambda = \frac{c}{f}$

z es la diferencia entre el camino directo y el difractado. En el caso de difracción simple $z = d_{ss} + d_{sr} - d$ mientras que en el caso de doble difracción $z = d_{ss} + d_{sr} + e - d$

K_w es la corrección por efecto meteorológico que tendrá un valor

$$K_w = e^{\left[-\frac{1}{2000} \sqrt{\frac{d_w d_y d}{2z}} \right]}$$

Estos métodos de cálculo no tienen en cuenta el material empleado en la construcción de la pantalla, entendiendo pues que los resultados obtenidos servirán como orientación siempre y cuando la capacidad aislante de la pantalla sea superior a 30 dBA. Otro aspecto que no tienen en cuenta estos métodos es la mejora en el rendimiento de la pantalla al emplear una superficie absorbente en la cara expuesta al ruido. Para éste y otros casos será necesario disponer de valores de reducción de pantalla facilitados por el proveedor, que gracias a que son obtenidos de ensayos experimentales, reproducen con mayor fiabilidad el comportamiento real de la pantalla (ver Fig. 4.5).



Foto 4.1. Colocación de pantallas para la atenuación de unidades exteriores en instalaciones de climatización

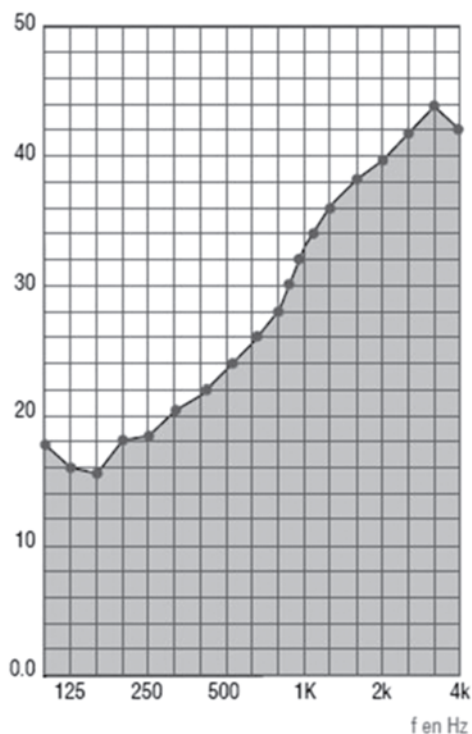


Figura 4.5. Nivel de aislamiento en dB de una pantalla fonoabsorbente comercial.

A diferencia de las pantallas, el encierro o encapsulado tiene como objetivo el aislamiento físico de la fuente del entorno en el que inicialmente se encuentra, consiguiendo así reducir los niveles sonoros en el exterior debido al aislamiento intrínseco de las paredes que forman el cerramiento. Esta solución será planteada como alternativa a las pantallas cuando la atenuación deseada sea superior a 15 dB. En la mayoría de los encierros es necesaria la instalación de silenciadores tanto para la ventilación propia del espacio encapsulado como para la entrada y salida de aire de equipos generadores de ruido, tales como unidades climatizadoras, evaporadoras, etc.

La efectividad del encapsulado dependerá de la capacidad aislante de los materiales empleados, el tamaño de habitáculo diseñado y el correcto dimensionado de los silenciadores de entrada y salida de aire.

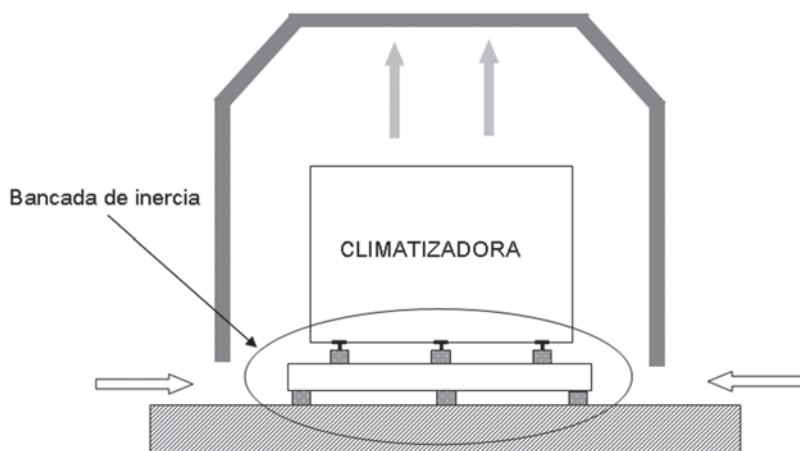


Figura 4.6. Climatizadora encapsulada y montada sobre bancada de inercia.

4.2. Acondicionamiento y aislamiento de las salas de máquinas

Las salas destinadas a albergar la maquinaria interior de la instalación han de estar perfectamente dimensionadas para contar con todos los elementos necesarios para garantizar su adecuado comportamiento acústico. Otros aspectos importantes en su diseño son:

- Correcta ubicación en planta, evitando en la medida de lo posible cercanía con espacios especialmente sensibles.
- El diseño de cerramientos que garanticen una diferencia de niveles mínima con las estancias contiguas.

Conocidos los niveles de potencia emitidos por la maquinaria y los objetivos de confort acústico en las estancias contiguas, el aislamiento de los elementos de separación vertical y horizontal entre estancias deberá garantizar que la diferencia de niveles¹⁵ es suficiente para cumplir:

$$D_{nt,w} \geq L_{emisor} - L_{receptor(confort)} \quad (47)$$

¹⁵ Entendida con la resta entre los niveles existentes en la estancia donde se encuentra la fuente de ruido y el nivel en los espacios contiguos, UNE EN ISO 140.

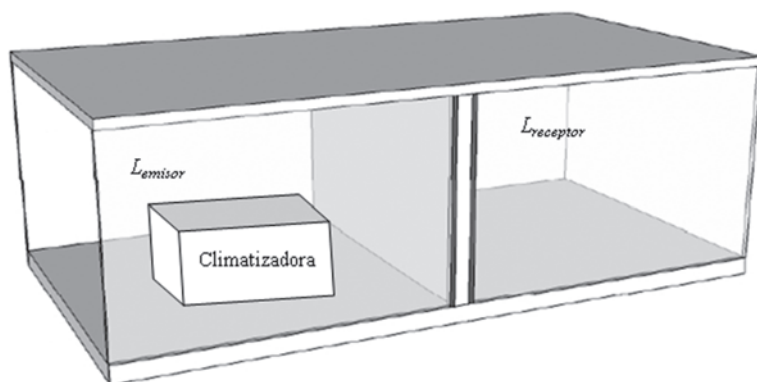


Figura 4.7. Elementos de separación vertical y horizontal entre estancias.

Como herramienta de cálculo de la diferencia de niveles entre estancias deberá emplearse el método general propuesto por el Documento Básico de Protección Frente al Ruido del CTE. Este método se basa en la norma ISO 12354-1 y permitirá conocer la diferencia de niveles entre estancias a partir de la transmisión directa y por flancos, condicionada por las características aislantes de los elementos de separación.

- El acondicionamiento acústico que evite reverberaciones innecesarias.

Las estancias excesivamente pequeñas y con materiales altamente reflectantes en sus acabados, enlucidos, escayola lisa o azulejos, entre otros, generan una reverberación sonora en el interior de la misma que provoca un incremento innecesario en los niveles de emisión. Para evitar esta circunstancia, se recomienda el uso de materiales absorbentes en el interior de las salas con el propósito de conseguir tiempos de reverberación por debajo de 0,8 segundos. Para el cálculo de este tiempo de reverberación se empleará el área de absorción equivalente de la sala (ver ecuación (22)) y se relacionará con el tiempo de reverberación a través de la fórmula empírica de Sabine (ver ecuación (23)).

- Sistemas de control sonoro en los conductos de entrada y salida de fluido.

Los conductos y tuberías que conectan la unidad con el exterior son elementos especialmente problemáticos, ya que son capaces

de arruinar el aislamiento acústico de una sala al descuidarse su montaje. Para evitar esta circunstancia, se deberán emplear uniones flexibles entre los conductos de entrada y salida y los cerramientos de la sala. La Fig. 4.8 muestra un ejemplo de acabado para una tubería y conducto que atraviesa un cerramiento.

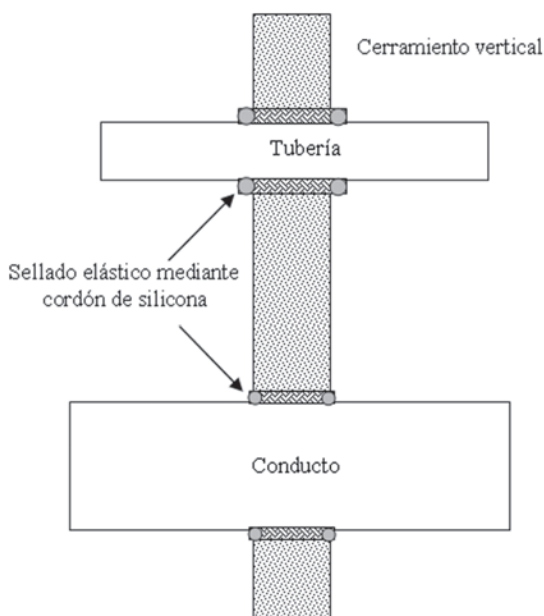


Figura 4.8. Detalle de uniones elásticas en tuberías y conductos.

Para evitar la transmisión de vibraciones al exterior se emplean manguitos antivibratorios y aisladores metálicos para suspender los conductos (ver Fig. 4.9).

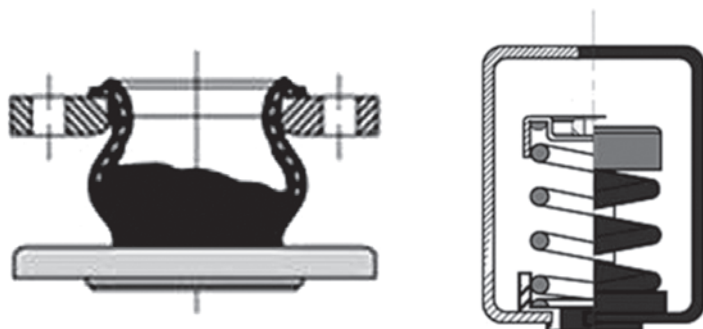


Figura 4.9. Esquema de manguitos antivibratorios y aisladores metálicos para la suspensión de conductos





- Sistemas de control de transmisión de vibraciones.

El diseño de sistemas antivibración garantizará la transmisión controlada entre la maquinaria instalada y la estructura que la sustenta.

4.3. Diseño de sistemas antivibración

El diseño de una solución de aislamiento de vibración en maquinaria se concibe como un sistema mecánico de masa constante funcionando en régimen permanente. Esta solución deberá garantizar un correcto funcionamiento del sistema, controlar que la vibración mecánica generada esté dentro de unos parámetros aceptables y aislar para evitar su transmisión al entorno. En el caso concreto de instalaciones de climatización, además, el objetivo será el de reducir el ruido estructural inducido por el funcionamiento de la instalación. Por ello, los sistemas antivibratorios deberán de garantizar su eficacia.

Los sistemas de climatización, debido a sus características mecánicas, son focos naturales de vibraciones. Estos niveles de vibración son especialmente problemáticos cuando, debido a la unión rígida entre equipo y apoyo, son transmitidos a otras estancias próximas a la instalación. Para evitar esta transmisión vibracional los equipos deberán ir dispuestos con un sistema antivibración conformado por soportes elásticos, muelles metálicos o bancadas de inercia, que garanticen que el porcentaje de transmisibilidad entre instalación y soporte es suficientemente pequeño (ver Tabla 4.1).

TABLA 4.1. Grado de aislamiento mínimo recomendado en función de la criticidad de la ubicación del equipo.

GRADO DE CRITICIDAD DE LA ZONA	CARACTERÍSTICAS	GRADO DE AISLAMIENTO (UNE 100 153/88)	GRADO DE AISLAMIENTO EXPRESADO EN DB DE ACCELERACIÓN (REFERENCIA 10 ⁻⁶ μm/s²)
Zona muy crítica	Edificaciones de uso cultural, hoteles y hospitales	>95%	>25
Zona crítica	Zonas próximas a dormitorios, oficinas y estudios	>90%	>20
Zona no crítica	Almacenes, sótanos y zonas de poco compromiso	>80%	>18

Las hipótesis de diseño permiten simplificar el equipo a un sistema masa-muelle de un grado de libertad. Es por ello que el sistema mecánico será considerado como una masa, *m*, unida con el exterior a través



de un muelle de rigidez, k_{rig} , y una amortiguación, c_{am} (ver Fig. 4.10). El sistema amortiguado será accionado por una fuerza, $F(t)$, periódica con una frecuencia de excitación, ω_f .

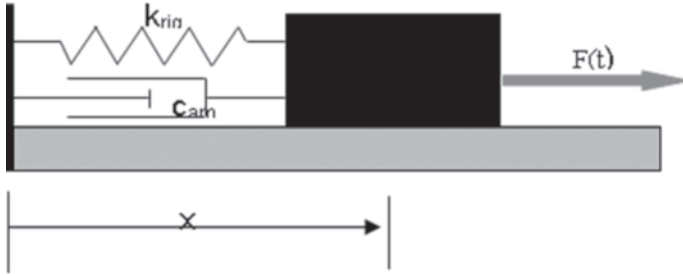


Figura 4.10. Simplificación masa-muelle del sistema antivibración.

El sistema forzado amortiguado de un solo grado de libertad tendrá una frecuencia natural que dependerá únicamente de su masa y rigidez, que, en Hz, será:

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{rig}}{m}} \quad (48)$$

donde k_{rig} es el coeficiente de rigidez de los apoyos que sustentan el equipo, en N/m, y m es la masa total del equipo, en kg.

Para este tipo de sistemas, la transmisibilidad de vibraciones viene determinada por la relación existente entre la fuerza transmitida al soporte y la fuerza de excitación del sistema, que, desarrollada y simplificada al máximo¹⁶, resulta esta fórmula.

$$\tau = \frac{F_t}{F_0} = \frac{1}{|1-r^2|} \quad (49)$$

donde r es la relación que existe entre la frecuencia de excitación, o forzada, y la natural,

$$r = \frac{\omega_f}{\omega_n} \quad (50)$$

16 En la simplificación se asume que la amortiguación es nula, aspecto que favorece el cálculo y permite trabajar en el lado de la seguridad.

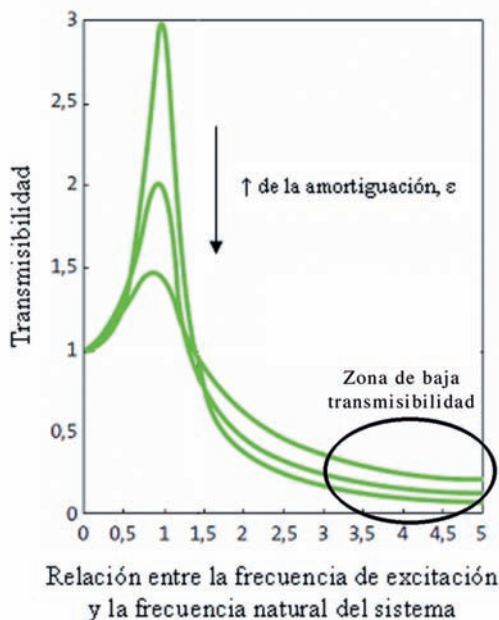


Figura 4.11. Representación gráfica de la transmisibilidad de un sistema mecánico en función de la relación entre la frecuencia de excitación, ω_f , y la frecuencia natural del sistema, ω_n , para diferentes factores de amortiguación, ε ¹⁷.

Conocida la ecuación de la transmisibilidad de vibraciones y sabiendo el valor de aislamiento, inversa de la transmisibilidad, recomendado en función de la criticidad de la zona en la que se instala el sistema, se podrá establecer el coeficiente de rigidez máximo (k_{max}) que deberá cumplir el sistema seleccionado para conseguir el aislamiento deseado.

$$r = \sqrt{1 + \frac{1}{\tau}} = \frac{\omega_f}{\omega_n} \quad (51)$$

$$k_{max} = \frac{m_{apoyo} \omega_f^2}{\left| 1 + \frac{1}{\tau} \right|} \quad 18 \quad (52)$$

Este valor de k_{max} permitirá el diseño adecuado del sistema. Para ello, los catálogos comerciales suelen facilitar los valores de deflexión está-

17 Entendido como la relación que existe entre el cociente de la amortiguación de los apoyos y la amortiguación crítica del sistema, $\varepsilon = c_{am}/c_{crítica} = c_{am}/(2m \omega_n)$.
 18 ω_f en rad/s.



tica, δ_i , que sufrirá cada modelo de soporte bajo una carga, q_i ¹⁹ (ver Tabla 4.2). Con estos datos y la ecuación de Hooke, se determina el valor de k de soporte.

$$k_{sistema,i} = \frac{q_i}{\delta_i} \tag{53}$$

TABLA 4.2. Condiciones extremas de carga de una serie de aisladores metálicos y cargas óptimas de funcionamiento.

MODELO	CARGA MÍNIMA	FLECHA MÍNIMA	CARGA MÁXIMA	FLECHA MÁXIMA	CARGA ÓPTIMA
SERIE 015	2	1,2	15	12	3-14
SERIE 025	3	1,2	25	12	5-23
SERIE 050	5	1,2	50	12	10-45
SERIE 075	8	1,2	75	12	15-68
SERIE 100	10	1,2	100	12	20-90

El proceso de diseño es básicamente iterativo y queda resumido en el diagrama de flujos de la Fig. 4.12 (ver ejemplo en el apartado 5.5).

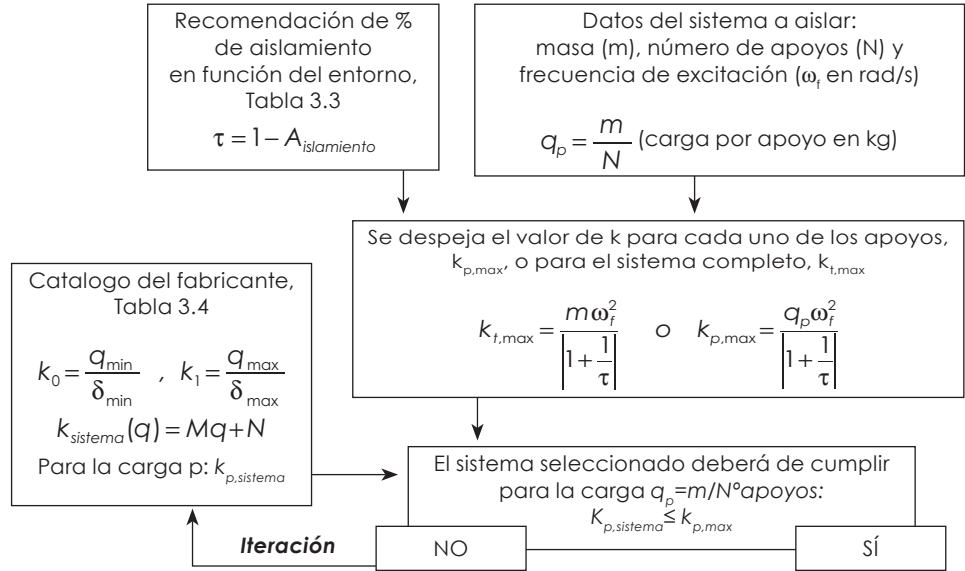


Figura 4.12. Diagrama de flujo del proceso de selección del sistema antivibración.

19 La mayoría de los catálogos proporcionan valores de deflexión máxima para carga máxima y deflexión mínima para carga mínima, por lo que, asumiendo un comportamiento lineal de la constante de rigidez en este rango de carga, se podrá obtener una función lineal $k(q) = Mq + N$.



Las características de los elementos comúnmente empleados son:

- **Soportes elásticos**

Estos sistemas basan su funcionamiento en las propiedades elásticas de materiales como el caucho o el neopreno, sometidos a proceso de vulcanizado para conseguir los coeficientes de rigidez deseados. Sus características, algo más rígidas que otros sistemas, permitirán su uso en maquinaria que trabaje a frecuencias superiores a los 15-20 Hz, facilitando la estabilidad del sistema y presentando niveles de amortiguación apropiados. Su durabilidad es algo más limitada que la de otros sistemas y las condiciones extremas de temperatura provocan un aumento significativo en la degradación de soportes.

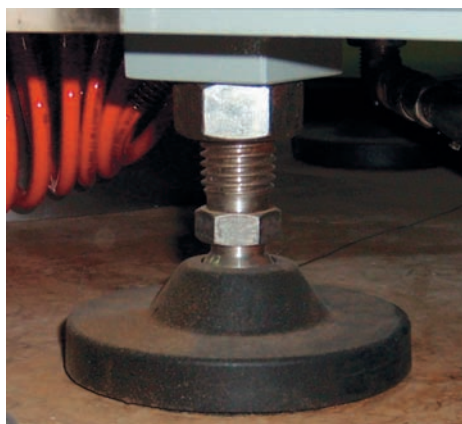


Foto 4.2. Soporte elástico comercial.

- **Aisladores metálicos**

A diferencia de los soportes elásticos, los aisladores metálicos permiten niveles de rigidez más bajos consiguiendo porcentajes de aislamiento mayores. Estos sistemas están constituidos por muelles de acero al carbono, con alta resistencia a la tracción. Su gran capacidad de deformación elástica bajo carga les permite trabajar con sistemas accionados a frecuencias bajas.

Con un adecuado mantenimiento, su durabilidad es muy elevada, evitando en la medida de lo posible que estos sistemas trabajen en ambiente altamente contaminado, oxidante o a la intemperie.

Todos los montajes basados en muelles elásticos deben llevar incorporado un acolchado de goma u otro material elástico para evitar la transmisión de vibraciones a altas frecuencias producidas por la resonancia interna del sistema antivibratorio.



Foto 4.3. Aisladores de muelles comerciales.

• Amortiguadores de caucho para suspender

Estos sistemas serán empleados para evitar la transmisión de vibraciones de conductos y equipos suspendidos.

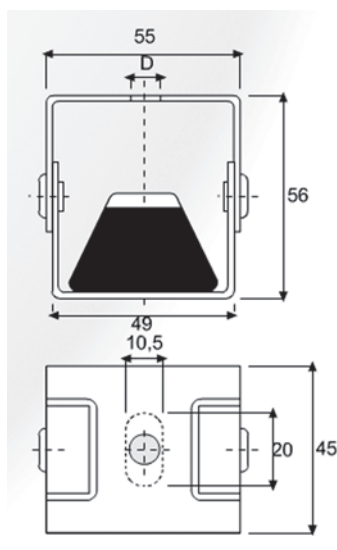


Figura 4.13. Aisladores de muelles comerciales.



A la hora de diseñar un sistema antivibración se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Cuando se persigue una transmisibilidad excesivamente baja, el sistema puede pasar a ser inestable. Para estos casos, las bancadas de inercia conseguirán aumentar la estabilidad del conjunto y bajar su centro de gravedad. Estas bancadas resultarán especialmente interesantes para grandes equipos con importantes fuerzas descompensadoras. A su vez, la bancada disminuirá la amplitud de la vibración debido a su aporte inercial al montaje y mejorará la uniformidad de la distribución del peso sobre los soportes.

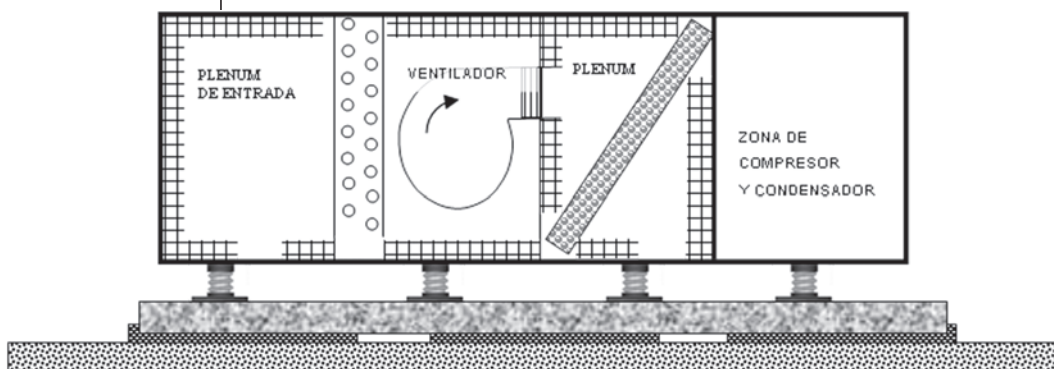


Figura 4.14. Bancada de inercia.

2. Es recomendable seguir las indicaciones del fabricante, seleccionando únicamente aquellos sistemas que se encuentran dentro de su rango de carga óptimo una vez instalados. De esta forma se garantizará que los soportes están trabajando en las condiciones de diseño adecuadas. A su vez, determinados modelos comerciales están especialmente pensados para trabajar en condiciones de humedad, para cargas o frecuencias variables, etc.
3. La distribución de amortiguadores deberá ser acorde con la distribución de peso en la máquina. Para aquellas máquinas que tienen el centro de gravedad muy desplazado lateralmente, se deberá tener en cuenta este aspecto a la hora de distribuir los soportes o seleccionar soportes análogos pero con diferente carga límite.
4. Debe prestarse especial atención a los posibles puentes de transmisión de vibraciones producidos por las uniones rígidas en los anclajes de sujeción.

4.4. Medidas antirruído para conductos y rejillas

El apartado 3.3.4 recoge la problemática sonora planteada por las redes de distribución en una instalación donde funcionan como sistema generador y transmisor de ruido. La forma de evitar los problemas de generación y transmisión de ruido pasa por un correcto montaje, evitando conexiones rígidas entre los conductos y sus puntos de sujeción, y el uso de conductos y rejillas revestidas con material absorbente. Estas soluciones encarecerán relativamente la instalación pero evitarán muchas molestias a los futuros usuarios. Por otro lado, el adecuado diseño de la sección del conducto evitará que el flujo de aire alcance velocidades elevadas y, por lo tanto, el nivel de potencia sonora en los tramos rectos y bifurcaciones será prácticamente despreciable.

4.4.1. Atenuación acústica natural en conductos de aire

Los conductos son transmisores directos del ruido generado en el ventilador. Esta transmisión será reducida de forma natural por la atenuación sonora de la onda al desplazarse por el mismo, atenuación que será potenciada por cambios de sección, dirección, etc.

4.4.1.1. Conductos rectos

La forma de estimar la atenuación producida por conductos rectos a frecuencias medias por unidad de longitud, dependerá del perímetro del conducto, su sección y la absorción del material empleado en el mismo:

$$\Delta L_0 = 1,5 \alpha^{1,4} \frac{U}{S} \quad (54)$$

para conductos con sección rectangular, o bien

$$\Delta L_0 = \frac{6\alpha}{\phi} \quad (55)$$

para conductos de sección circular.

donde:

α es el coeficiente de absorción acústica del material que constituye el conducto en m^2

U es el perímetro del conducto en m

S es la sección del conducto en m^2

ϕ es el diámetro del conducto en m





La amortiguación total en un tramo de longitud l será el resultado de multiplicar ΔL_0 por dicha longitud.

$$\Delta L_{T0} = l \Delta L_0 \quad (56)$$

En general, se comprueba que en los conductos sin revestimiento interior, los sonidos se propagan sin apenas atenuación. Este aspecto se agrava con las bajas frecuencias, donde generalmente el ventilador emite niveles de presión sonora mayores (ver apartado 3.3.1). En cualquier caso, la atenuación casi puede despreciarse si el conducto está sin revestir interiormente.

4.4.1.2. Cambios de dirección (codos)

Los cambios de dirección en conductos (codos) provocan una amortiguación, ΔL_2 , que depende de la frecuencia. La atenuación puede estimarse empleando gráficas de comportamiento empíricas, tal y como se muestra en la Fig. 4.15.

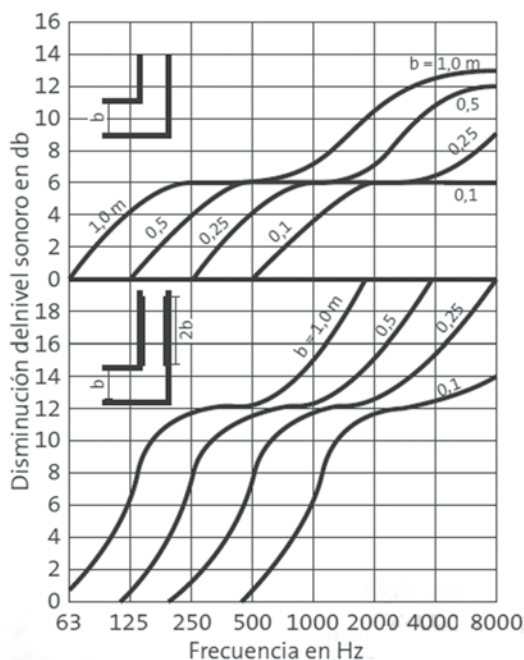


Figura 4.15. ΔL_2 , atenuación sonora producida por un codo en la red de distribución en función de las dimensiones y características geométricas de la acometida, así como del revestimiento interior del conducto con material altamente absorbente.

4.4.1.3. Derivaciones

En las derivaciones de flujo, la disminución del nivel de potencia viene dado por:

$$\Delta L_3 = 10 \log \frac{S_i}{S_1} \quad (57)$$

donde:

S_i es la sección de entrada de la derivación

S_1 es la suma de las secciones de salida de la derivación

La amortiguación, en este caso, es independiente de la frecuencia.

4.4.1.4. Ensanches de sección

En este caso se realiza una reducción de potencia acústica según la ecuación:

$$\Delta L_4 = 10 \log \frac{(m_s + 1)^2}{4m_s} \quad (58)$$

donde:

m_s es la relación entre las secciones antes y después del ensanche, S_1/S_2

S_1 es la sección antes del ensanche

S_2 es la sección después del ensanche

En cualquier caso, estas reducciones son muy pequeñas, y por regla general, pueden despreciarse.

4.4.1.5. Salidas de aire

Los sistemas dispuestos al final de la red de distribución introducen una atenuación significativa en el nivel de potencia sonora antes de la descarga. Esta reducción es debida a las pequeñas dimensiones de paso de las bocas de salida de aire en relación con la longitud de onda del sonido. Cabe recordar que esta reducción significativa de la sección producirá zonas de flujo turbulento, aspecto que se derivará en la emisión de nuevos niveles sonoros (ver apartado 3.3.4).





La reducción depende del producto de la frecuencia y la raíz cuadrada de la sección de salida, además de la situación de la salida en el local.

Para la estimación de la atenuación en la salida de aire, ΔL_s , puede emplearse la gráfica de la Fig. 4.16, donde d es la raíz cuadrada de la sección de salida, en mm.

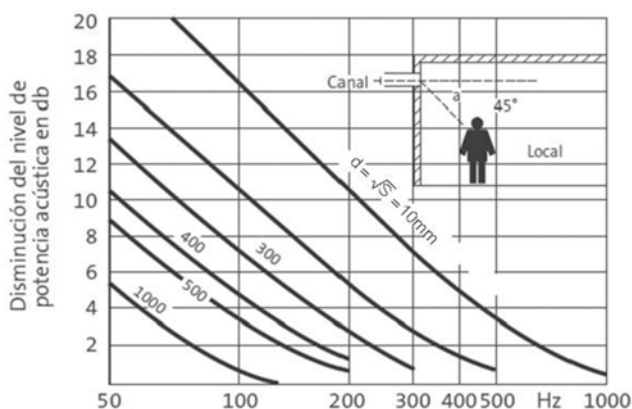


Figura 4.16. ΔL_s , atenuación producida por la salida de aire al recinto acondicionado para diferentes frecuencias.

Esta metodología de cálculo cambia significativamente si se emplean rejillas o difusores acústicos, para los cuales se estimará una reducción total obtenida a través de ensayos experimentales y facilitada por el fabricante.

4.4.2. Amortiguación de ruido en conductos y rejillas

La atenuación lograda en una línea de distribución dependerá pues de los cinco factores anteriormente comentados. Cabe destacar que si se emplean revestimientos absorbentes en los conductos, la atenuación D_0 se calculará de la misma manera, sólo que con niveles de absorción muchísimo mayores, tal y como se recoge en la Tabla 4.3.

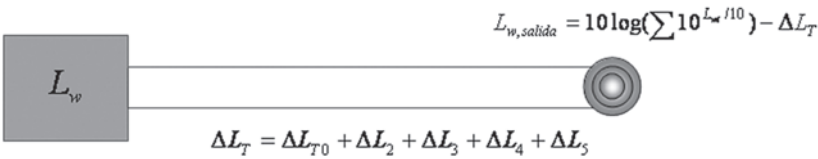


Figura 4.17. Esquema para el cálculo de la atenuación sonora en una línea de distribución, donde el nivel de potencia sonora obtenido en la salida será igual a la suma logarítmica de la potencia sonora aportada por cada fuente, menos la suma de la atenuación de cada uno de los elementos que se encuentra el sonido en su recorrido.

TABLA 4.3. Coeficiente de absorción de diferentes tipos de conductos.

COEFICIENTES DE ABSORCIÓN α DE DISTINTOS TIPOS DE CONDUCTOS					
$F(H_f)$	125	250	500	1.000	2.000
Conducto metálico (sin aislar)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01
Conducto autoportante realizado con lana de vidrio y revestimiento de aluminio en su interior	0,20	0,20	0,20	0,60	0,50
Conducto autoportante realizado con lana de vidrio y revestimiento de tejido de vidrio en su interior	0,25	0,60	0,65	0,95	1,00

4.5. Silenciadores

Los silenciadores son secciones revestidas destinadas a la atenuación del ruido transmitido por el aire en el conducto. Generalmente están constituidos por un tramo de conducto prefabricado, de sección variable, con material absorbente acústico en su interior (ver Fig. 4.18).

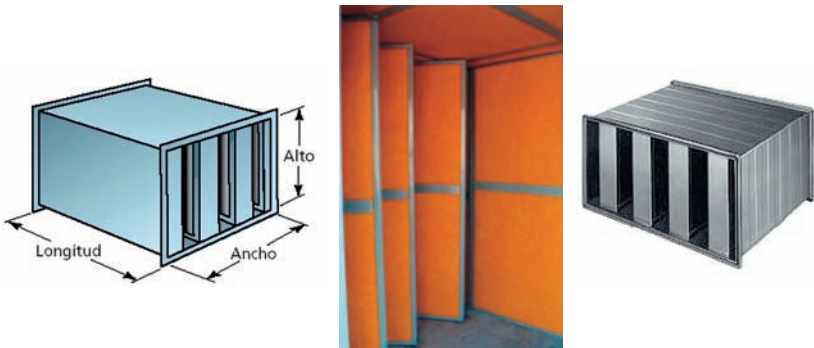


Figura 4.18. Silenciador rectangular de sección constante dispuesto de bandejas de material altamente absorbente.

A la hora de diseñar e instalar un silenciador en una instalación se deberán tener en cuenta aspectos relativos a:



- Caudal y velocidad del aire.
- Pérdida de carga.
- Atenuación acústica que necesita la instalación.

La efectividad del silenciador variará en función de sus dimensiones, la densidad de bandejas de material y las características acústicas del mismo. El material absorbente utilizado consta de sistemas de sujeción que garanticen que éste no se desprenda debido a la velocidad del fluido en la instalación. Se recomienda que para velocidades superiores a 10 m/s el material absorbente quede protegido con chapa perforada. Otros aspectos relativos a la instalación, tales como el espectro característico de emisión (frecuencias) o la velocidad de flujo, también influirán en la efectividad del silenciador propuesto.

Los silenciadores rectangulares están conformados por una envolvente exterior que se acopla al conducto y una serie de bandejas o celdillas absorbentes, de determinado espesor, que determinan la atenuación de ruido a alcanzar.

La estimación de la efectividad o atenuación efectiva de un silenciador es generalmente proporcionada por el fabricante en función de las características de la instalación y pérdida de carga que la misma puede asumir. Esta información se obtiene gracias a ensayos experimentales en laboratorio siguiendo las normas EN ISO 7235 (1995) y EN 23741 (1991). Gracias a esta información, se podrán seleccionar silenciadores con una atenuación efectiva de casi 50 dB.

TABLA 4.4. Atenuación de un silenciador comercial en función de la separación entre celdillas en bandas de octava, dB.

FRECUENCIA Hz	LONGITUD DEL SILENCIADOR = 2 METROS SEPARACIÓN ENTRE CELDILLAS EN mm							
	60	80	100	120	140	160	180	200
63	9	7	6	5	5	4	4	4
125	23	18	16	13	12	11	10	9
250	35	31	28	25	23	22	21	20
500	50	50	50	50	49	45	42	40
1	50	50	50	50	50	50	47	44
2	50	50	50	50	45	39	34	30
4	50	44	39	31	26	22	19	16
8	33	27	24	19	16	13	11	10



Para cálculos menos precisos, existen tablas empíricas generales que proporcionan un dato aproximado de la efectividad del silenciador. La Fig. 4.19 muestra la atenuación del silenciador para diferentes frecuencias en función del porcentaje de superficie abierta.

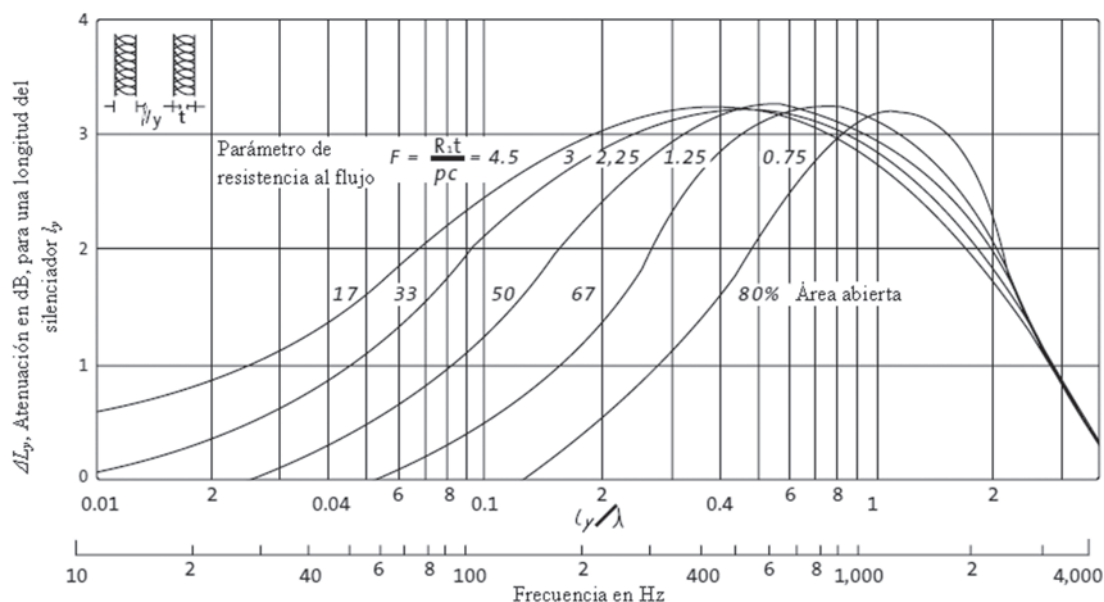


Figura 4.19. Gráfica experimental para la obtención de la atenuación de un silenciador en función del porcentaje de área abierta del mismo.

La atenuación estimada para un silenciador de longitud, l_{sil} , será la obtenida de la fórmula:

$$\Delta L = \Delta L_y \frac{l_{sil}}{l_y} \quad (59)$$

siendo ΔL_y la atenuación del silenciador en dB para la longitud l_y , l_y la longitud de referencia de atenuación que, para muestras tomadas de la Fig. 4.19, tiene un valor $l_y = 0,3$ metros.

Por su parte, el parámetro l_y/λ de la frecuencia que aparece en dicha figura es el cociente de la anchura entre las bandejas de material absorbente y la longitud de onda del sonido en el aire.

5

CASO PRÁCTICO: INSTALACIÓN TÉRMICA PARA CLIMATIZAR UNA PLANTA DE OFICINAS



En los apartados anteriores se ha analizado la problemática sonora de los elementos que componen una instalación de climatización, proponiéndose técnicas de cálculo y medición para su evaluación, así como medidas correctoras destinadas a minimizar su impacto sonoro. A continuación, empleando como ejemplo el diseño previo de una instalación real, se detallan los pasos a seguir para establecer la idoneidad acústica de la misma. Para ello se localizan y evalúan las principales fuentes de ruido y se analizan diferentes alternativas para conseguir niveles de confort acústico en las estancias acondicionadas.

5.1. Descripción de la instalación

Se trata de una instalación térmica para la climatización de una planta de oficinas.

La instalación proyectada es un sistema de climatización por agua mediante *fancoils*. La instalación se compone de una unidad enfriadora exterior localizada en la azotea del edificio, la unidad de ventilación, inicialmente localizada en una sala destinada para tal fin en la misma planta de oficinas, un total de 4 *fancoils* dispuestos para dar servicio a todas las estancias y la red de distribución compuesta por conductos metálicos, 4 rejillas y 5 difusores. La Fig. 5.1 muestra la distribución en planta de la instalación inicialmente proyectada.

5.1.1. Requerimientos acústicos

El objetivo de este análisis es el de determinar la idoneidad acústica de la instalación, aspecto que garantizará el confort acústico en las estancias acondicionadas. Para ello, todos los elementos que componen la instalación tendrán que cumplir las siguientes exigencias acústicas:



- **Requerimientos acústicos establecidos por el DB HR**

Tal y como se ha establecido en el apartado 3.2.2, el Documento Básico de protección frente al ruido del Código Técnico de la Edificación, en su primera versión, establece los valores de potencia sonora límite que deberán cumplir los equipos interiores y los puntos finales de la instalación (ver ecuaciones (25) y (26)).

- **Requerimientos acústicos establecidos por la Ley 37/2003 del ruido**

La ley del ruido contempla los valores de inmisión límite de ruido exterior e interior en función de tipo de suelo y uso de los edificios. Para la instalación que nos ocupa, tanto la unidad exterior como los elementos interiores deberán garantizar el cumplimiento de los niveles de inmisión en las estancias acondicionadas (ver Tabla 3.2), como en el espacio exterior de vecinos que se puedan ver afectados por la instalación (ver Tabla 3.7).

- **Otros objetivos de confort acústico.**

Normas como la VDI o ISO establecen valores recomendados de confort acústico relacionándolos con curvas de sonoridad, como la NR y NC.

5.1.2. Elementos a analizar

Dadas las características de la instalación y el diseño inicialmente realizado, el análisis sonoro se centrará en los siguientes elementos:

- **Unidad de ventilación.** Ruido emitido a la sala destinada a la instalación y a los espacios contiguos.
- **Red de distribución.** Características absorbentes de los conductos para cumplir condiciones de confort en la línea de distribución más desfavorable.
- **Unidad exterior.** Niveles de inmisión en el vecino más próximo y diseño de medidas correctoras.
- **Sistema antivibración** de la unidad de ventilación y unidad exterior.

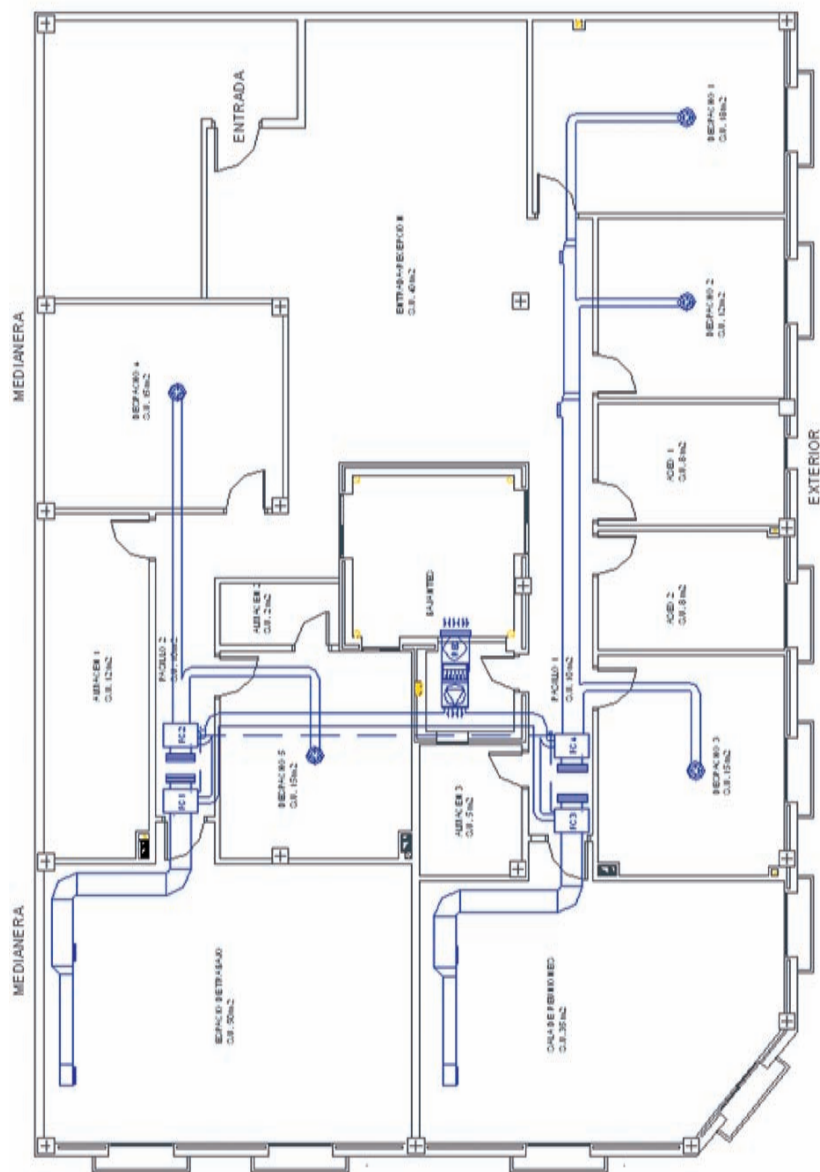


Figura 5.1. Distribución en planta del área destinada a oficinas e instalación de climatización inicialmente proyectada.

5.2. Unidad interior

La Tabla 5.1 muestra los valores de nivel de potencia sonora y presión en el exterior de la unidad interior de ventilación inicialmente seleccionada para la instalación (datos facilitados por el fabricante).





TABLA 5.1. Niveles de potencia en la impulsión radiada por el ventilador y presión sonora a 2 metros de la unidad de ventilación.

POTENCIA SONORA EMITIDA POR LA IMPULSIÓN CONDUCTIDA, EN dB								
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz	8.000 Hz	dB(A)
63	9	7	6	5	5	4	4	4
POTENCIA SONORA RADIADA POR EL VENTILADOR								
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz	8.000 Hz	dB(A)
82	88	95	90	87	84	80	74	93
Nivel aproximado de presión sonora en el exterior de la unidad considerando la atenuación de la envolvente en condiciones de campo libre. Según las características acústicas y el volumen del local donde esté la unidad, el nivel sonoro podrá ser entre 4 y 14 dB(A) mayor.								Distancia, m
								dB(A)
								2
								48

Como muestra dicha tabla, el nivel de presión emitido por la unidad en campo libre es de 48 dB(A) a 2 metros de distancia. En este caso, el equipo estará ubicado en una sala destinada para ello de dimensiones 2 m x 1,75 m x 2,25 m, con cerramientos interiores de ladrillo perforado de 115 mm con trasdosado de placas de yeso, enlucido a ambos lados y una ventana doble de 1,25 m x 0,75 m al patio interior, escayola de yeso en el techo y suelo de terrazo. La toma de aire la realiza al patio interior (ver Fig. 5.2).

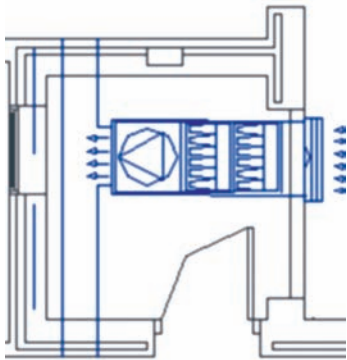


Figura 5.2. Sala para la ubicación de la unidad de ventilación.

El primer análisis a realizar consiste en la comprobación del adecuado nivel de potencia de la unidad según el valor límite recomendado por el DB-HR (ver apartado 3.2.2). Teniendo en cuenta que la información facilitada por el fabricante es el nivel de presión a 2 metros en campo abierto y la fuente se encuentra sobre un plano reflectante, $ED=2$, el nivel de potencia del equipo será:



$$L_w = L_{pd} - 10 \log \left[\frac{ED}{4\pi d^2} \right] = 48 - 10 \log \left[\frac{2}{4\pi 2^2} \right] = 62 \text{ dBA}$$

Comparando este resultado con el valor límite propuesto en el DB-HR (ecuación (25)), sabiendo que el tiempo de reverberación de la estancia es $T = 0,7$ (ver Tabla 5.2):

$$L_w \leq 70 + 10 \log 10 - 10 \log 0,7 - 0,5 = 81 \text{ dBA}$$

Por lo que la unidad de ventilación cumple el primero de los requerimientos:

$$62 \text{ dBA} \leq 81 \text{ dBA}$$

Las condiciones acústicas de la estancia son especialmente reflectantes, ya que el coeficiente de absorción de paredes, techo y suelo es muy bajo (ver Tabla 5.2), por lo que el área de absorción equivalente tiene un valor total de $1,875 \text{ m}^2$.

TABLA 5.2. Área de absorción equivalente de la sala destinada a alojar la unidad de ventilación.

SUPERFICIE		MATERIAL	COEFICIENTE DE ABSORCIÓN α_m^{20}	ÁREA DE ABSORCIÓN EQUIVALENTE
Suelo	3,5 m ²	Terrazo	0,02	0,07
Techo	3,5 m ²	Escayola	0,05	0,175
Paredes	15,9 m ²	Enlucido de yeso	0,01	1,59
Ventana	0,94 m ²	Ventana	0,04	0,04
Total				1,875
Tiempo de reverberación (Sabine, ecuación (23))				0,7

Teniendo en cuenta la fórmula para obtener niveles de presión en el interior de espacios cerrados (ecuación (36)), la presión que generará la máquina a 1 metro de distancia dentro de la sala será:

20 Datos obtenidos de la base de datos de elementos constructivos del Ministerio de Vivienda, www.codigotecnico.org



$$L_{pd} = L_w + 10 \log \left[\frac{ED}{4\pi d^2} + \frac{4}{A} \right] = 62 + 10 \log \left[\frac{2}{4\pi 1^2} + \frac{4}{1,875} \right] = 65,6 \text{ dBA}$$

Si bien es cierto que este nivel no supera ninguno de los valores límites contemplados por la legislación, la mala acústica de la sala es la responsable de niveles de ruido en su interior muy elevados. Para estos casos, se recomienda el uso de un techo medianamente absorbente, lo que conseguirá una reducción en la emisión de entre 5 y 8 dBA.

Conocido el nivel de presión en el interior de la sala y suponiéndole a los cerramientos entre espacios una diferencia de niveles que cumpla el DB-HR, $D_{nt,w} \geq 50 \text{ dBA}$, según la ecuación (47), el nivel de inmisión en el despacho más próximo será.

$$L_{receptor} \approx L_{emisor} - D_{nt,w} = 65,6 - 50 = 15,6 \text{ dBA}$$

por lo que la perturbación de la unidad de ventilación a las estancias contiguas es despreciable.

Por último, falta por comprobar los niveles inducidos por la unidad de ventilación al patio interior de donde toma el aire para la impulsión. Asumiendo que la reverberación en el patio es despreciable, la distancia a la ventana más próxima es de 3 metros y la fuente emite sobre una superficie reflectante, $k_{ED} = 8$, el nivel de presión sonora que le llegará a los vecinos se obtiene según la ecuación (31), para la que se deberá de contar con el nivel de potencia del ventilador, 93 dBA (ver Tabla 5.1), menos la atenuación de los filtros instalados en la unidad, que el fabricante estima en 10 dBA.

$$L_{pd} = L_w - 10 \log d^2 - k_{ED} = 93 - 10 \log 3^2 - 8 = 65,45 \text{ dBA}$$

Este valor será superior al establecido por el RD 1367/2007 (ver Tabla 3.7), que establece para uso residencial un nivel de noche de 55 dBA. Para corregir estos niveles se propone el diseño e instalación de un silenciador que reduzca el nivel de potencia en, al menos, 11 dBA (para el diseño se trabajará con el espectro de frecuencias de ventilador facilitado por el fabricante). Como alternativa al silenciador y aprovechando la pantalla acústica necesaria para la unidad exterior, se plantea la posibilidad de subir la unidad de ventilación a la azotea (ver Fig. 5.8).



5.3. Nivel de inmisión en las estancias (atenuación de los conductos)

El proveedor de la unidad de ventilación también proporciona el nivel de potencia sonora que el equipo introduce en la impulsión inducida. Este dato, junto con los niveles de potencia de los equipos *fancoil* y los difusores (ver Tabla 5.3), así como la capacidad absorbente de los conductos instalados, permitirán conocer el nivel de potencia emitido en la estancia por la rejilla más desfavorable²¹.

Analizando la instalación, se comprueba que la línea más desfavorable es la que suministra aire acondicionado al despacho 3. El criterio seguido para llegar a esta conclusión está basado en la mínima longitud de conducto para atenuar y la mínima distancia entre punto de emisión y *fancoil*.

La Fig. 5.3 muestra la línea a calcular. Como se aprecia, la línea parte de la unidad de ventilación con una derivación a un conductor recto de 6 metros de longitud y sección 26 cm x 60 cm que, a través de un codo y una derivación llega al *fancoil* 4, potencia sonora facilitada por el distribuidor y recogida en la Tabla 5.3. El conducto de salida del *fancoil* se deriva pasando a un tramo de 6 metros de conducto de sección 22 cm x 40 cm antes de desembocar en un difusor de salida, con sección efectiva de 0,0157 m². El cálculo de atenuación de la línea se ha realizado para tres tipologías distintas de conductos rectangulares (ver Tabla 5.4), con diferente capacidad absorbente cada uno de ellos. Los cálculos de atenuación serán realizados en bandas de octava, aplicando la estimación de atenuación de la línea desarrollada en el apartado 4.4²².

TABLA 5.3. Potencia sonora emitida por fancoils y difusores

POTENCIA SONORA EMITIDA POR EL FANCOIL						
125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz	dB(A)
67	71,5	68	66	63	60	75,1
POTENCIA SONORA EMITIDA POR EL DIFUSOR A MÁXIMA VELOCIDAD, SECCIÓN EFECTIVA 0,0157 m²						
125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz	dB(A)
31	34	35	36	32	30	41,5

21 La metodología propuesta será idéntica para el resto de líneas si se quiere optimizar los tipos de conductos al máximo en toda la red.

22 Cuando no se disponga de información de todos los elementos en bandas de octava, se podrá realizar un cálculo aproximado empleando valores únicos en todo el espectro de frecuencia y el coeficiente de absorción a 500 Hz.

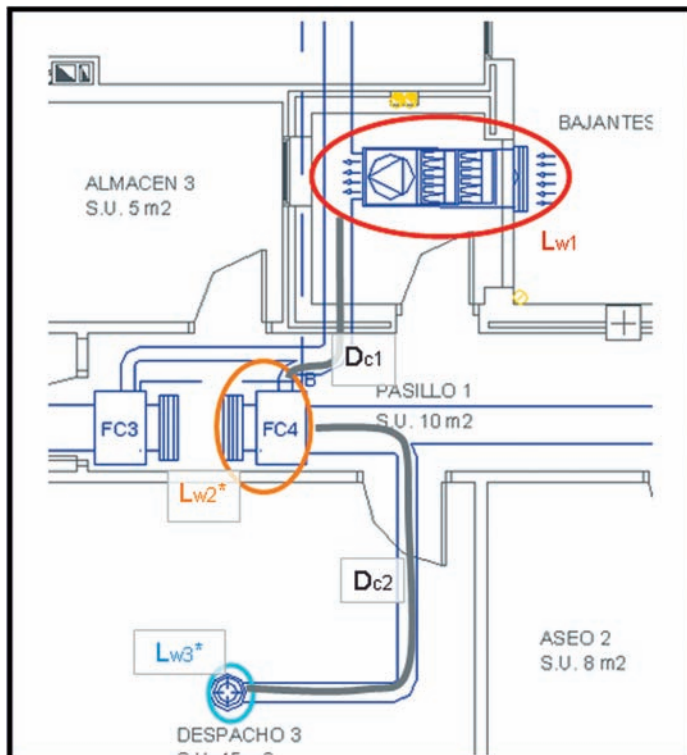


Figura 5.3. Línea de distribución seleccionada para los cálculos.

TABLA 5.4. Coeficiente de absorción de diferentes tipos de conductos.

COEFICIENTES DE ABSORCIÓN α DE DISTINTOS TIPOS DE CONDUCTOS					
F(Hz)	125	250	500	1.000	2.000
Conducto metálico (sin aislar)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01
Conducto autoportante realizado con lana de vidrio y revestimiento de aluminio en su interior.	0,20	0,20	0,20	0,60	0,50
Conducto autoportante realizado con lana de vidrio y revestimiento de tejido de vidrio en su interior.	0,25	0,60	0,65	0,95	1,00

Las características absorbentes de los conductos determinarán la atenuación de la línea y, por lo tanto, el nivel de potencia sonora en la salida de aire. La Tabla 5.5, muestra un resumen de los cálculos realizados para los tres tipos de conductos.

TABLA 5.5. Cálculo del nivel de potencia sonora en la salida del difusor del despacho 3 para tres tipos distintos de conductos.

Componentes de la instalación Conducto 1	FRECUENCIA, Hz						dB(A)
	125	250	500	1.000	2.000	4.000	
Unidad de ventilación	90,0	93,0	90,0	89,0	83,0	77,0	93,0
1ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Conducto	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
Codo	0,0	0,0	4,0	6,0	6,0	6,0	
2ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Fan-coil	67,0	71,5	68,0	66,0	63,0	60,0	75,1
L _w (parcial)	84,0	87,1	80,2	77,2	71,5	66,1	89,7
Conducto 2	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	
3ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Conducto 3	0,2	0,2	0,2	0,5	0,5	0,5	
Codo	0,0	0,0	2,0	5,0	6,0	6,0	
Difusor	15,0	8,0	3,5	0,0	0,0	0,0	
Potencia-rejilla	31,0	34,0	35,0	35,0	32,0	30,0	
L _w (total)	65,8	75,8	71,5	68,6	61,9	56,5	78,2

Componentes de la instalación Conducto 2	FRECUENCIA, Hz						dB(A)
	125	250	500	1.000	2.000	4.000	
Unidad de ventilación	90,0	93,0	90,0	89,0	83,0	77,0	93,0
1ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Conducto	3,5	3,5	3,5	16,2	12,5	12,5	
Codo	0,0	0,0	4,0	6,0	6,0	6,0	
2ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Fan-coil	67,0	71,5	68,0	66,0	63,0	60,0	75,1
L _w (parcial)	80,7	83,8	77,1	67,2	64,3	60,7	86,2
Conducto 2	1,8	1,8	1,8	8,6	6,6	6,6	
3ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Conducto 3	13,3	13,3	13,3	62,0	48,1	48,1	
Codo	0,0	0,0	2,0	5,0	6,0	6,0	
Difusor	15,0	8,0	3,5	0,0	0,0	0,0	
Potencia-rejilla	31,0	33,0	35,0	35,0	32,0	30,0	41,6
L _w (total)	47,6	57,6	53,5	35,0	33,0	30,0	59,4





Componentes de la instalación Conducto 3	FRECUENCIA, Hz						
	125	250	500	1.000	2.000	4.000	dB(A)
Unidad de ventilación	90,0	93,0	90,0	89,0	83,0	77,0	93,0
1ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Conducto	4,7	16,2	18,1	30,8	33,1	33,1	
Codo	0,0	0,0	4,0	6,0	6,0	6,0	
2ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Fan-coil	67,0	71,5	68,0	66,0	63,0	60,0	75,1
L _w (parcial)	79,5	74,2	69,0	66,0	63,0	60,0	81,1
Conducto 2	2,5	8,6	9,6	16,3	17,5	17,5	
3ª Derivación	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
Conducto 3	18,2	62,0	69,4	118,0	126,8	126,8	
Codo	0,0	0,0	2,0	5,0	6,0	6,0	
Difusor	15,0	8,0	3,5	0,0	0,0	0,0	
Potencia-rejilla	31,0	34,0	35,0	35,0	32,0	30,0	41,6
L _w (total)	41,2	34,0	35,0	35,0	32,0	30,0	44,2

La interpretación inmediata de la tabla es que sólo el conducto más absorbente (conducto 3), proporciona un nivel de potencia sonora que cumpla la recomendación del Código Técnico.

REFERENCIA dB-HR		
$L_w \leq L_{eqA,T} + 10 \log V - 10 \log T_r - 14 = +10 \log 30 - 10 \log 0,6 - 14 = 48 \text{ dBA}$		
Valores de potencia sonora estimados		
Conducto sin aislar	Conducto fono-reductor 1	Conducto fono-reductor 2
$L_{w,conducto1} = 78 \text{ dBA}$	$L_{w,conducto2} = 59,4 \text{ dBA}$	$L_{w,conducto1} = 44,2 \text{ dBA}$



Foto 5.1. Conducto fonoabsorbente.

En cuanto al cálculo de la curva NR en el despacho 3, otra forma de garantizar el confort acústico en una estancia en función de la actividad a desarrollar en ella, se basa en el uso de curvas de sonoridad. A continuación se determina la curva NR para cada uno de los espectros obtenidos para cada uno de los diseños propuestos. Estos valores permitirán comprobar si las tres soluciones propuestas cumplen las recomendaciones de la ISO, Tabla 3.1.

Analizando la Fig. 5.4, se concluye:

Curvas NR estimadas		
Conducto sin aislar	Conducto fono-reductor 1	Conducto fono-reductor 2
Curva NR 70	Curva NR 50	Curva NR 35
Recomendación ISO		
NR 35		



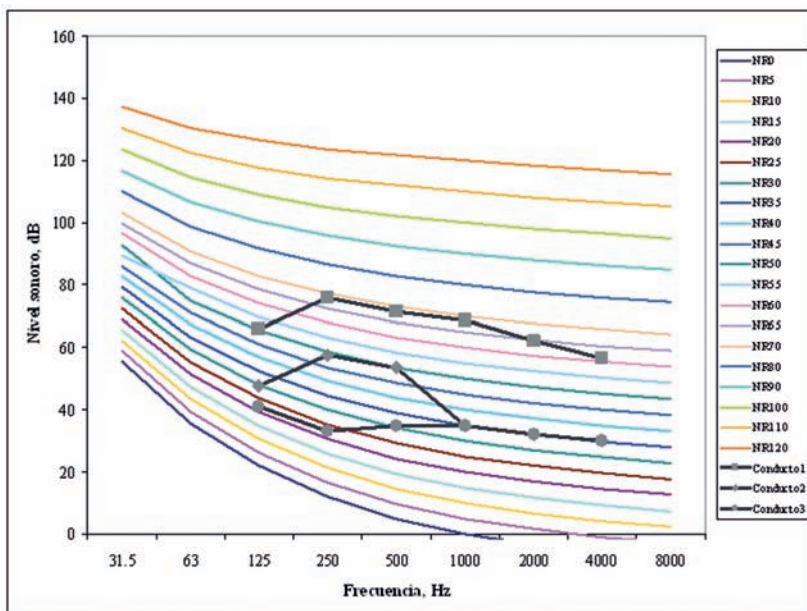


Figura 5.4. Representación de las curvas NR para las diferentes alternativas de conductos.

5.4. Unidad exterior

La unidad exterior, nivel de potencia en todo el ancho de banda de 82 dBA, será instalada en la azotea a 7 metros de la fachada del edificio contiguo, emitiendo sobre una superficie reflectante, $k_{ED} = 8$. En estos casos, se calculará el nivel de presión de inmisión en la ventana más próxima a la unidad y este nivel se comparará con el valor límite de inmisión en exteriores establecido por la legislación actual (ver Tabla 3.7).

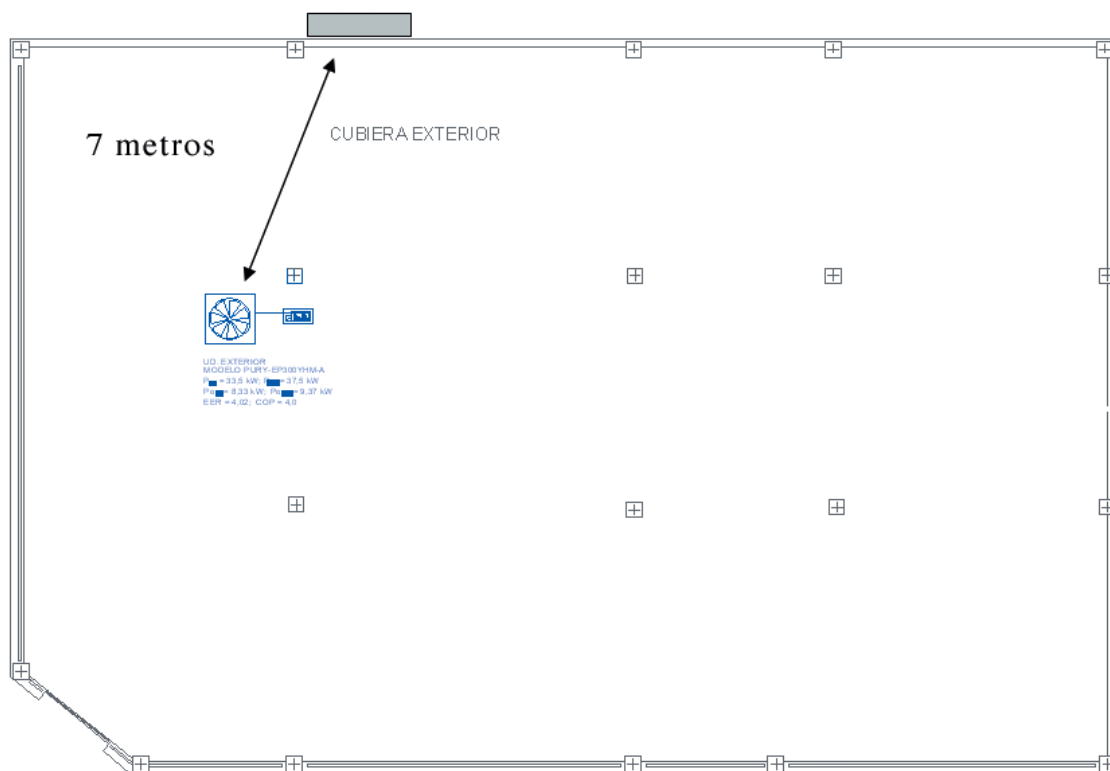


Figura 5.5. Ubicación de la unidad exterior de la instalación en la azotea.

$$L_{pd} = L_w - 10 \log d^2 - K = 82 - 10 \log 7^2 - 8 = 57 \text{ dBA}$$

Este nivel sobrepasa ligeramente los 55 dBA establecidos como valor límite en el RD 1367/2007²³, por lo que se dispondrá una pantalla acústica de panel formado a partir de dos chapas de acero galvanizado y lacado, una de ellas perforada para absorción acústica y núcleo de lana de roca de espesor total 45 mm. La pantalla tendrá una altura de 1,75 metros y una longitud de 2,25 metros (ver Fig. 5.7).

23 En algunas comunidades autónomas los valores nocturnos de inmisión en exterior son hasta 10 dBA más restrictivos, aspecto que justificará el diseño de la pantalla.

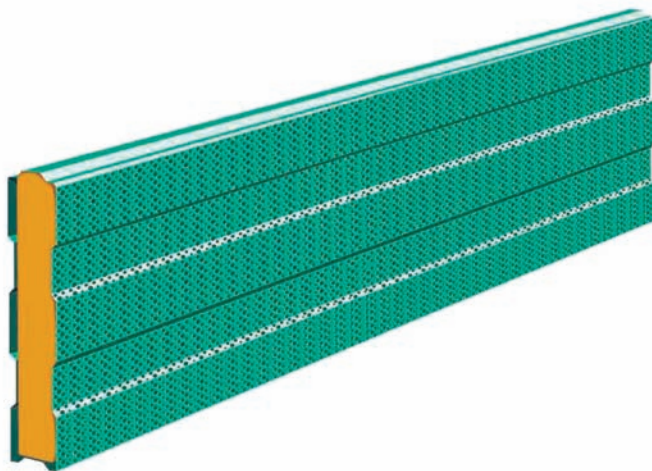


Figura 5.6. Panel de chapa galvanizada con interior de lana mineral y superficie absorbente (perforaciones en la chapa).

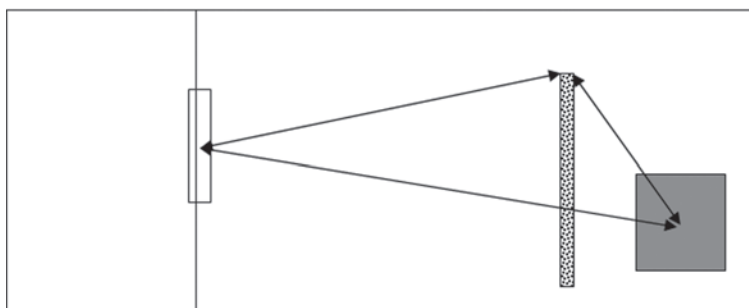
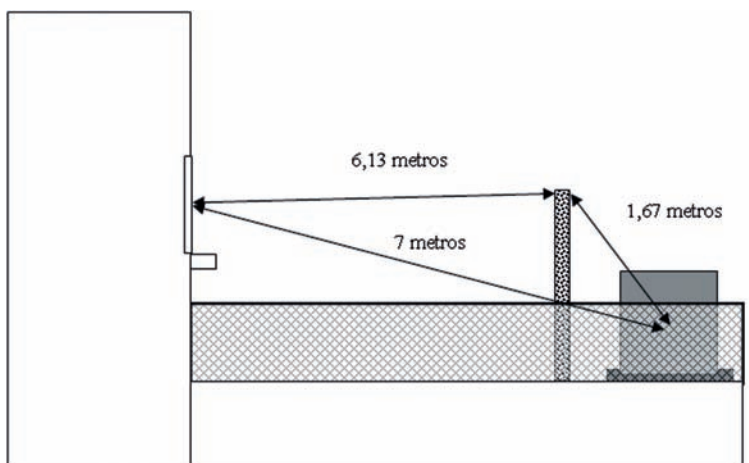


Figura 5.7. Croquis de la planta y alzado de la azotea con la pantalla acústica propuesta.

Para el diseño de un sistema de pantallas, se recomienda el método de Maekawa, para el que será necesario disponer del espectro en bandas de octava de la unidad exterior. En caso de no disponerse de la información en banda, como sucede en este caso, se realizarán los cálculos para la banda de 250 Hz.

Calculando los parámetros establecidos por Maekawa para la frecuencia de 250 Hz, $\lambda=c/f=340/250=1,36$ m:

$$\delta=A+B-d=1,67+6,13-7=1,8$$

$$N=\frac{2\delta}{\lambda}=\frac{3,6}{1,36}=2,647$$

$$\Delta L=10\log(3+10Nk_b)=10\log(3+26,47)=14,7\text{ dBA}$$

asumiendo que $k_b=1$.

Gracias a la atenuación introducida por la pantalla, el nivel de presión derivado del funcionamiento de la unidad exterior será de $L_{pb}=57-14,7=42,3$ dBA , suficiente para cumplir las exigencias legislativas.

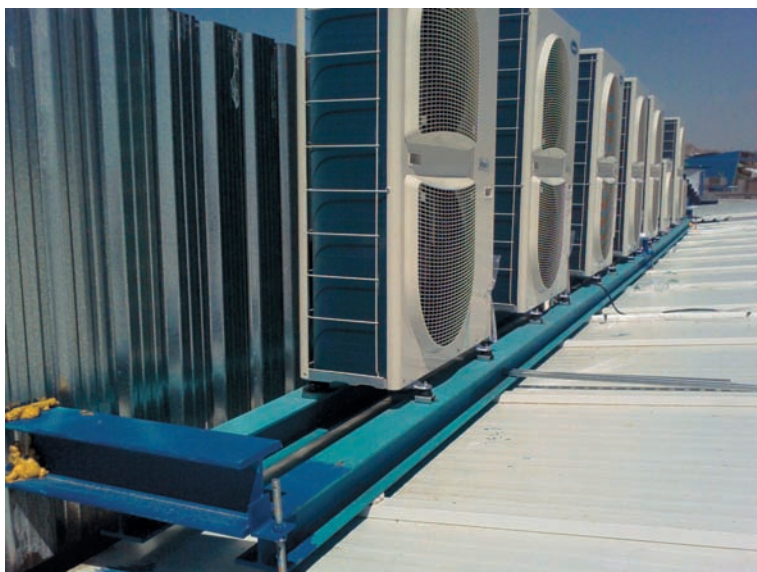


Foto 5.2. Pantalla acústica de chapa en cubierta.



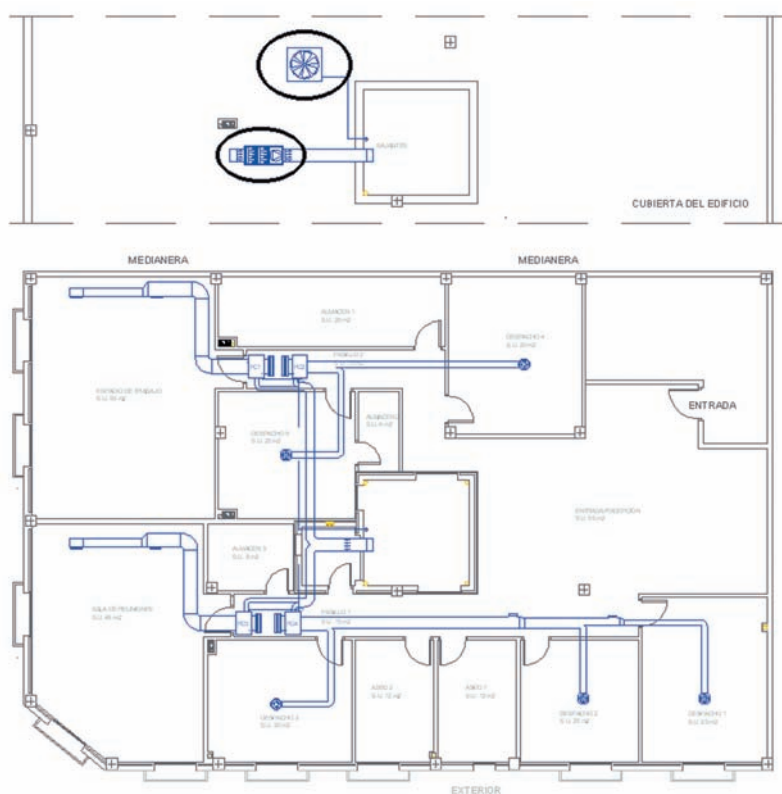


Figura 5.8. Alternativa al diseño original, con la UTA en la azotea.

5.5. Diseño del sistema antivibratorio

En su funcionamiento normal, la unidad exterior generará ligeras vibraciones, siendo necesario el diseño de un sistema antivibración para controlar la transmisión de estas perturbaciones a la estructura del edificio. Para ello, se dispondrá de datos del sistema, facilitados por el proveedor del equipo (masa, $m_i = 353 \text{ kg}$; régimen de giro, $\omega_i = 1.750 \text{ r/min} = 183,25 \text{ rad/s}$ y número de puntos de apoyo, $N = 4$), quedando la carga por punto, $q_p = 353/4 = 88,25 \text{ kg}$.

Siguiendo el proceso planteado por el diagrama de flujos (ver Fig. 4.12), se analiza el entorno para determinar el grado de aislamiento requerido. Considerado crítico el entorno por encontrarse en un edificio de viviendas, el aislamiento será, como mínimo, del 90%, lo que implica una transmisibilidad del 10% (ver Tabla 4.1).



$$k_{p,max} = \frac{q_p \omega_f^2}{\left|1 + \frac{1}{\tau}\right|} = 269,436 \text{ N/m}$$

Para localizar un soporte válido para este sistema, se partirá de aquellos que trabajan de forma óptima a una carga de 88,25 kg (ver Fig. 5.9).

Carga estática en daN y Flecha en mm.					
MODELO	Carga MÍNIMA	Flecha MÍNIMA	Carga MÁXIMA	Flecha MÁXIMA	Carga ÓPTIMA
SB 104	18	1	90	5	27-72
SB 106	32	1	160	5	48-130
SB 107	44	1	220	5	66-180
SB 154	26	2	130	8	39-110
SB 156	50	2	250	8	75-200
SB 157	70	2	350	8	105-300
SB 254	100	2	500	9	150-400
SB 256	160	2	800	9	240-650
SB 257	240	2	1200	9	360-1000
SB 64	3	1	15	3	5-12
SB 66	5	1	25	3	8-20
SB 67	10	1	50	3	15-40

Figura 5.9. Catálogo con los datos relativos a la rigidez de diferentes modelos de soportes elásticos.

Analizando estos modelos, se determina que el modelo **SB 156** será el más apropiado, ya que tiene un coeficiente de rigidez para una carga estática de 88,25 kg de $k_{SB-156} = 261.950 \text{ N/m}$, aproximadamente.

$$k_0 = \frac{q_{\min}}{\delta_{\min}} = 250.000 \text{ N/m} , \quad k_1 = \frac{q_{\max}}{\delta_{\max}} = 312.500 \text{ N/m}$$

$$k_{SB-156}(q) = 31,25q + 234,375 \quad \text{para una carga } q \text{ en kg.}$$

$$\text{Por lo tanto } k_{SB-156}(88,25) = 261.950 \text{ N/m}$$

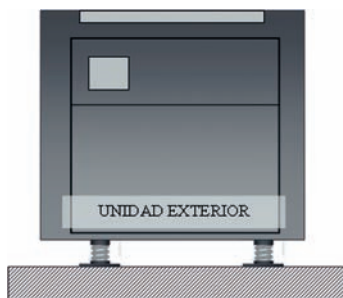


Figura 5.10. Esquema del sistema antivibraciones diseñado.

Realizando un proceso análogo para la unidad interior y prestando especial interés al montaje de conductos y tuberías para evitar conexiones rígidas con la estructura, se garantizará el aislamiento vibracional de la instalación y, por lo tanto, la minimización de posibles perturbaciones y molestias derivadas de su funcionamiento.

6

BIBLIOGRAFÍA



1. Cyril M. Harris. Manual de medidas acústicas y control del ruido.
2. Esther Soriano Hoyuelos. DTIE 2.03: acústica en instalaciones de aire. ATECYR, Madrid, 2008.
3. Francisco José Lara Garachana. Generación de ruidos en equipos de distribución de aire. Buenas prácticas de instalación. II jornada de acústica en instalaciones de aire. Ainair 2008, Madrid.
4. Fundamentos de Climatización. Para instaladores e ingenieros recién titulados. ATECYR, Madrid, 2010.
5. ISO 5136:2003 Acoustics. Determination of sound power radiated into a duct by fans and other air-moving devices.
6. ISO 9613. Acústica. Atenuación del sonido cuando se propaga en el ambiente exterior, Parte 2: Método general de cálculo.
7. ISO 13347 Industrial fans. Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions. Part 3: Enveloping surface methods.
8. Jiang-ping Chena, Zhi-jiu Chena, Jie Tiana, Hua OuYanga and Zhao-hui Dua. Experimental and numerical study on aero-acoustic sound of axial flow fan in room air conditioner, Applied Acoustics. Volume 68, Issue 4, April 2007, Pages 458-472.
9. Jie Tiana, Hua Ouyang, Yadong Wua. Experimental and numerical study on aerodynamic noise of outdoor unit of room air conditioner with different grilles. International Journal of Refrigeration. Volume 32, Issue 5, August 2009, Pages 1112-1122.



10. Josep Vilanova Verges. La acústica en los sistemas de ventilación. II jornada de acústica en instalaciones de aire. Ainair 2008, Madrid.
11. Juan José Orta. Acústica en sistemas de ventilación de recintos. I jornada de acústica en instalaciones de aire. Ainair 2006, Madrid.
12. Las leyes de los ventiladores. Fichas técnicas. Palau & Soler. http://www.solerpalau.es/formacion_01_01.html
13. Ley del Ruido. Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del ruido.
14. Rafael Torres del Castillo: Apuntes sobre «Técnicas de Aislamiento de Vibraciones» impartida en el curso 2000-2001.
15. Rafael Torres del Castillo. Patologías vibroacústicas generadas por instalaciones térmicas en edificios Ponencia presentada en Climatización 2003. Artículo publicado en El Instalador nº 397, mayo 2003.
16. Rafael Torres del Castillo: «Soluciones para el aislamiento de vibraciones adaptadas al reglamento de instalaciones térmicas en edificios (RITE) y sus instrucciones complementarias». Ponencia presentada en Jornadas Técnicas Climatización 2001.
17. RD 1367/2007, de 19 de octubre, por el que se desarrolla la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido, en lo referente a zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas.
18. RD 1371/2007, de 19 de octubre, por el que se aprueba el documento básico «DB-HR Protección frente al ruido» del Código Técnico de la Edificación y se modifica el Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación
19. VDI 2081, Part 1. Noise generation and noise reduction in air-conditioning systems, July 2001.
20. UNE-EN ISO 3744:1996. Acústica. Determinación de los niveles de potencia sonora de fuentes de ruido utilizando presión sonora. Método de ingeniería para condiciones de campo libre sobre un plano reflectante (ISO 3744:1994).

21. UNE-EN ISO 3745:2004. Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica de las fuentes de ruido a partir de la presión acústica. Métodos de laboratorio para cámaras anecoicas y semianecoicas (ISO 3745:2003).
22. UNE-EN ISO 3746:1996. Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica de fuentes de ruido a partir de la presión sonora. Método de control en una superficie de medida envolvente sobre un plano reflectante (ISO 3746:1995).
23. UNE-EN-ISO 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 del ruido aéreo entre recintos.
24. UNE 100 230 95. Ventiladores. Recomendaciones para el acoplamiento al sistema de distribución.



