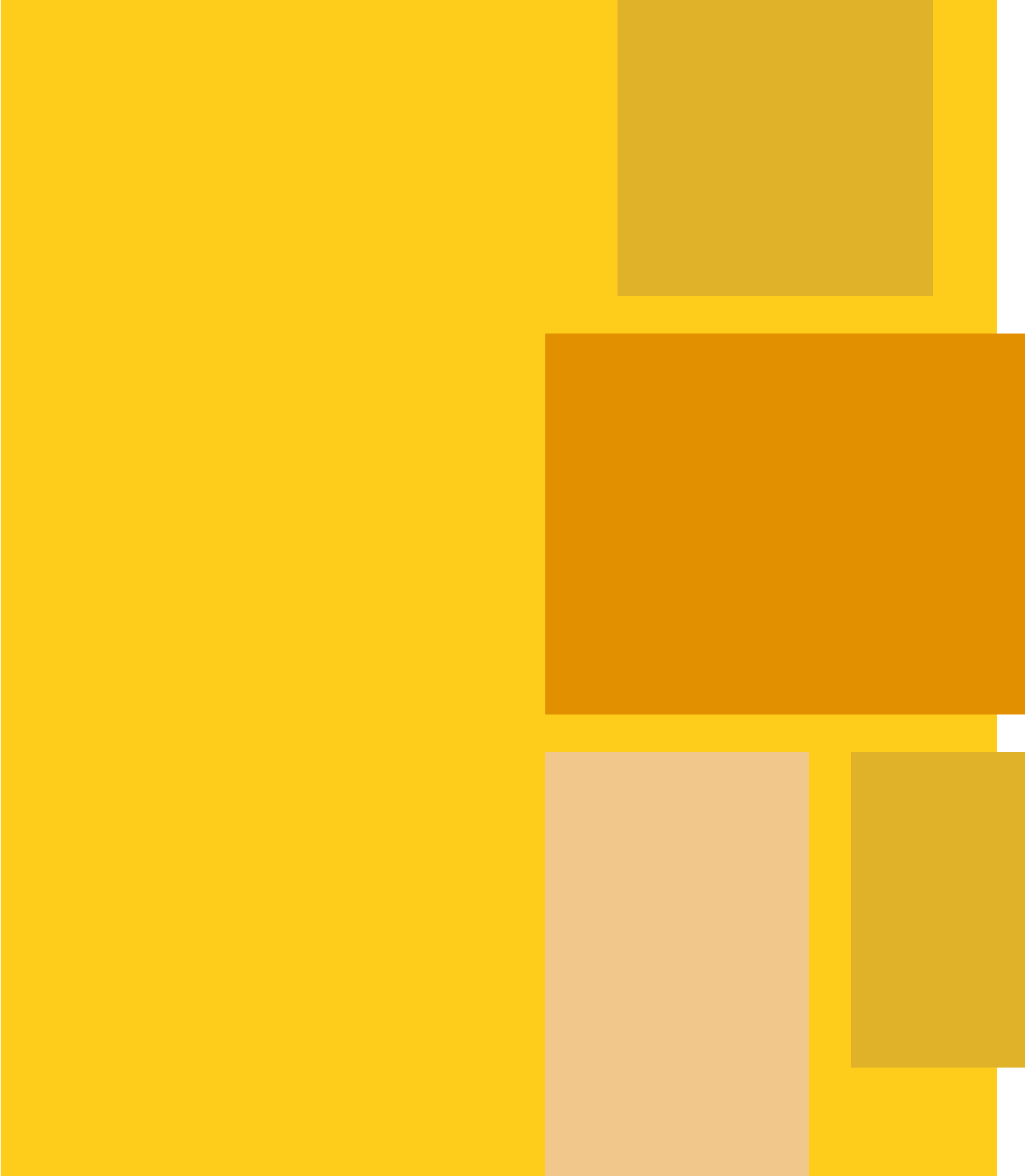
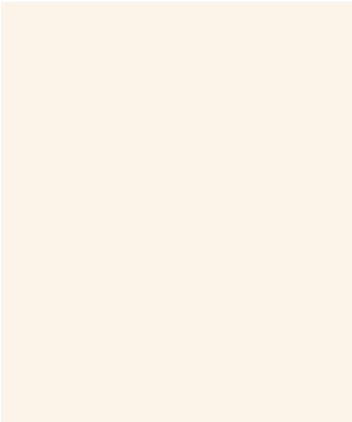
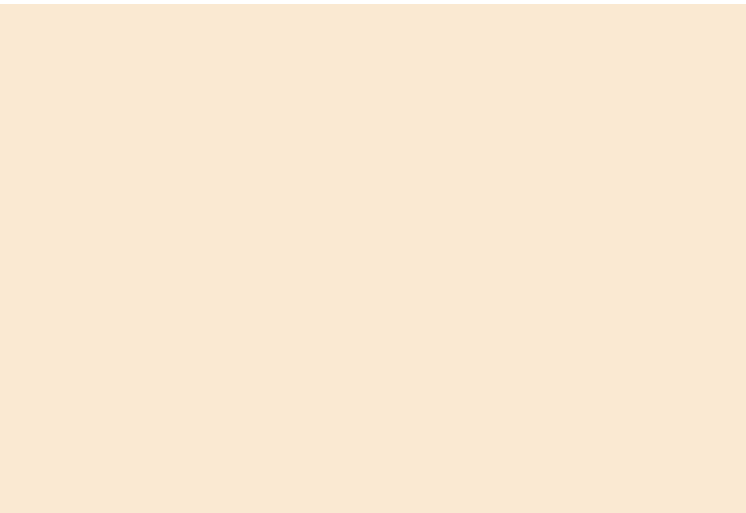


4. aislamiento acústico en la climatización





EL **RUIDO**, CONSIDERADO COMO SONIDO NO DESEADO, ES UN **CONTAMINANTE AMBIENTAL** según la decisión adoptada en la Conferencia Internacional de Medio Ambiente de Estocolmo en 1972.

Las consecuencias del ruido sobre el hombre abarcan un amplio espectro, que comprende desde las molestias que afectan al confort, (falta de intimidad, dificultad de comunicación), hasta graves problemas de tipo físico o psíquico (alteración del ritmo cardiaco, fatiga, presbiacusia acelerada, etc.).

Las instalaciones de climatización producen niveles sonoros variables, que dependen del diseño y potencia de los equipos, además de constituir una vía de transmisión del ruido a través de los conductos.

Con el objeto de reducir en lo posible las consecuencias del ruido, todos los países han establecido limitaciones a los niveles sonoros máximos admisibles en los edificios y locales, según la utilización de los mismos.

En España, el borrador del nuevo RITE establece que “las instalaciones térmicas de los edificios deben cumplir la exigencia del documento ‘DB HR Protección contra el ruido’ del Código Técnico de la Edificación.

a) Nivel de inmisión de ruido aéreo producido por las instalaciones

En la tabla adjunta se aportan los valores máximos de niveles sonoros de inmisión de ruido aéreo recomendados para los ambientes interiores por causa del funcionamiento de las instalaciones, según el RITE actual.

Valores máximos de niveles sonoros para el ambiente interior

Tipo de Local	Valores Máximos en dB(A)	
	Día	Noche
	(18-22 h)	(22-8 h)
Administrativo y de oficinas	45	...
Comercial	55	...
Cultural y religioso	40	...
Docente	45	...
Hospitalario (día: 8 a 21 h)	40	30
Ocio	50	...
Residencial	40	30
Vivienda		
Piezas habitables excepto cocina	35	30
Pasillos, aseos y cocinas	40	35
Zonas de acceso común	50	40
Espacios comunes: vestíbulos, pasillos	50	...
Espacios de servicio: aseos, cocinas, lavaderos	55	...

b) Nivel de inmisión de ruido total en los locales

Independientemente de los valores indicados, las Comunidades Autónomas y Ayuntamientos tienen transferidas competencias de Medio Ambiente, lo que les permite establecer niveles sonoros más restrictivos en el ámbito de su competencia.

Es muy recomendable que el proyectista de instalaciones de climatización conozca las Normativas particulares que puedan afectar a un proyecto por su ubicación geográfica.

Al margen de toda exigencia normativa, la esencia de una instalación de climatización es mejorar el confort de los usuarios de un edificio. Parecería un contrasentido que no se tomaran las medidas necesarias para que las instalaciones no supusieran un deterioro del confort debido a los ruidos. Para ello, la correcta elección de los conductos, supone la mejor herramienta.

El Documento DB HR de Protección contra el ruido, del Código Técnico de la Edificación, en su apartado relativo a instalaciones, refiere lo siguiente:

b1) Aire acondicionado:

- Los conductos de aire acondicionado deben llevarse por conductos independientes y aislados de los recintos protegidos y los recintos habitables.
- Se evitará el paso de las vibraciones de los conductos a los elementos constructivos mediante sistemas antivibratorios, tales como abrazaderas, manguitos y suspensiones elásticas.
- En conductos vistos se usarán recubrimientos con aislamiento acústico a ruido aéreo adecuado.
- Los conductos de aire acondicionado deben revertirse de un material absorbente y deben utilizarse silenciadores específicos de tal manera que la atenuación del ruido generado por la maquinaria de impulsión o por la circulación del aire sea mayor que 40 dBA a las llegadas a las rejillas y difusores de inyección en los recintos protegidos.
- Se usarán rejillas y difusores terminales cuyo nivel de potencia generado por el paso del aire acondicionado cumplan la condición:

$$L_w \leq L_{eqA,T} + 10 \cdot \lg V - 10 \cdot \lg T - 14 \quad (\text{dB})$$

L_w

nivel de potencia acústica de la rejilla (dB).

$L_{eqA,T}$

valor del nivel sonoro continuo equivalente estandarizado, ponderado A, establecido en la tabla D1, del Anejo D, en función del uso del edificio, del tipo de recinto y del tramo horario, (dBA).

T tiempo de reverberación del recinto que se puede calcular según la expresión anterior.
V volumen del recinto (m³).

b.2) Ventilación

- Deben aislarse los conductos y conducciones verticales de ventilación que discurran por recintos habitables y protegidos dentro de una unidad de uso.
- Cuando estén adosados a elementos de separación verticales entre unidades de uso diferentes o fachadas, se revestirán de tal forma que no se disminuya el aislamiento acústico del elemento de separación y se garantice la continuidad de la solución constructiva.

4.1. Origen y vías de transmisión del ruido en las instalaciones

Encontrar solución a los problemas de ruidos, requiere:

- Evaluarlos.
- Conocer su origen y vía de transmisión.
- Aplicar soluciones correctoras.

El proyecto debe incluir un estudio de las evaluaciones acústicas esperadas en los locales del edificio, así como las medidas aplicables para que los ruidos no representen un nivel sonoro inadecuado, según las normativas exigidas, o bien unas condiciones de confort mínimas para los usuarios.

Tipos de ruido

a) Ruido Aéreo

Es aquél que se produce y transmite en el aire.

Corresponden a este caso la voz humana, la televisión, la radio, el teléfono...

La fuente del ruido es fácil de identificar, y su transmisión al receptor se produce directamente por el aire (huecos), o a través de las vibraciones que produce el aire sobre los elementos de separación entre el local emisor y receptor.

En la climatización pueden percibirse ruidos aéreos a través de los conductos debido a:

- Emisión desde los equipos motoventiladores.
- Emisión fluido-dinámica del aire, producida por variaciones de presión del aire circulante, así como los producidos por rozamiento del aire en los conductos por cambios de dirección o velocidad elevada.
- Transmisión cruzada, es decir, ruidos producidos en un local y percibidos en otro, siendo la vía de transmisión la red de conductos.

b) Ruido de transmisión por vía sólida – Ruido Impacto.

Son aquellos ruidos producidos por impacto o choque en la estructura del edificio y que se transmiten por esa vía hasta los locales, produciendo vibraciones de los elementos portantes y divisorios.

En general, son ruidos que se manifiestan en locales a veces muy alejados del origen, debido a la gran facilidad del sonido para transmitirse por los sólidos, lo que dificulta las posibilidades de detectar su procedencia.

Ejemplos típicos de estos ruidos, son las vibraciones producidas por los equipos mecánicos en funcionamiento, transmitidas por sus apoyos a la estructura, como es el caso de lavadoras, lavavajillas, climatizadores, torres de enfriamiento, etc.

4.2. Soluciones contra el ruido en instalaciones

No es posible establecer una solución única y sencilla para reducir el nivel sonoro de los ruidos que pueden producirse en una instalación de climatización. Sin embargo, existen soluciones efectivas, que serán más sencillas, eficaces y económicas si se consideran desde la fase de proyecto de la instalación.

Por una parte, hay equipos que transmiten ruidos aéreos y de transmisión por vía sólida de un modo simultáneo, como son los motores.

Asimismo, habrá que considerar, que el nivel de ruido que emite una fuente sonora está ligado a características propias del equipo, como es la potencia consumida en su funcionamiento.

A este respecto, la energía acústica radiada por los equipos electromecánicos es del orden de 10^{-3} a 10^{-7} de la energía consumida en su funcionamiento. Sin embargo, la sensibilidad del oído humano, capaz de detectar sonidos desde intensidades acústicas de potencia 10^{-12} W/m², percibe ya sonidos molestos para valores de 10^{-4} W/m², que representarán 80 dB.

Otra consideración importante es la ergonómica: el confort de los usuarios admite un nivel sonoro máximo en los locales. En todos los casos, la aplicación de unos métodos correctores u otros dependerá del nivel sonoro emitido por la fuente, la distancia y las vías de transmisión.

Por todo lo anterior, se explican a continuación los métodos a aplicar en función del origen del ruido, con especial atención a aquellos que se transmiten por los conductos.

4.2.1. Equipos de tratamiento (UTAS, Torres de refrigeración)

Estos equipos, con elementos móviles, siempre serán fuentes de ruido de **transmisión vía sólida**, así como de tipo aéreo por la radiación al ambiente de las vibraciones de sus elementos.

Además, como en ellos se produce un flujo de aire, se pueden producir **ruidos complementarios de tipo aéreo**, tanto en las aspiraciones como en las impulsiones de aire.

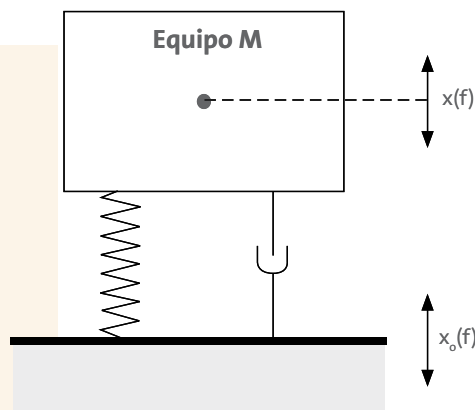
Por otra parte, su **ubicación** en el edificio es un condicionante más para las medidas contra el ruido: no serán las mismas para equipos situados en una terraza, que las necesarias para un equipo en el interior del edificio.

a) Ruido de Transmisión Vía Sólida

Si los apoyos o sustentaciones de equipos en funcionamiento son rígidos, se transmitirá una parte importante de la energía perturbadora a las estructuras del edificio, produciéndose ruidos de transmisión vía sólida.

La solución siempre pasa por la disposición de elementos flexibles antivibratorios en lugar de uniones rígidas, al efecto de disminuir la transmisión de las fuerzas vibratorias originadas por el equipo.

En la figura se observa el caso más sencillo: Un equipo de masa M , origina en su funcionamiento una fuerza F normal, con una frecuencia perturbadora dada f_p . Si se instalan en los apoyos unos elementos de amortiguación de rigidez K , el sistema tenderá a vibrar con una frecuencia:



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

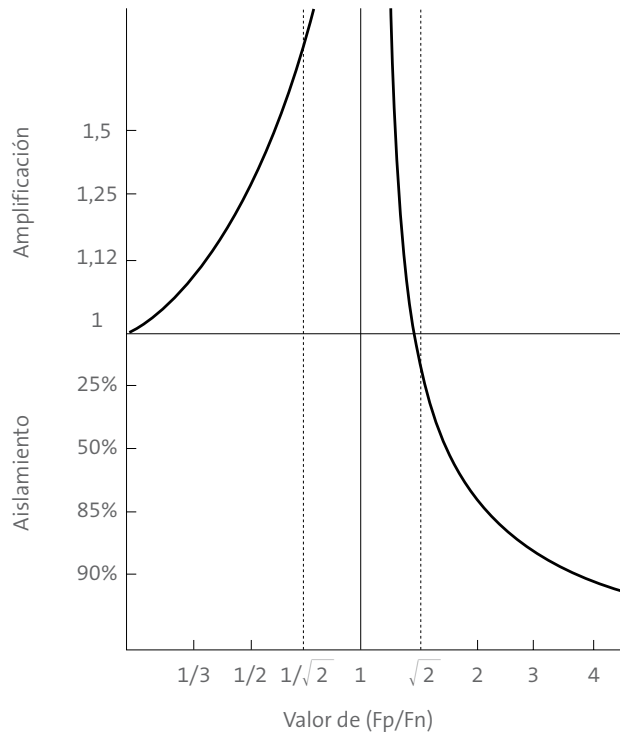
donde f_n es la denominada “frecuencia natural del sistema”, y es a la cual el sistema vibraría indefinidamente si no existieran otros tipos de amortiguación (por ejemplo, rozamientos).

El interés está en conocer, para el sistema, cual es la parte del esfuerzo F que realmente se transmitirá, llamando T a la transmisibilidad. Esta se obtiene de la siguiente manera:

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

La representación gráfica indica:

- < 1 , aumento de la T por f_n encima del valor de F , creciendo cuanto más próximo es f_p a f_n .
- > 2 , disminución de T respecto a F , en sentido del aumento de la relación de frecuencias.



La **solución del problema** se simplifica para el proyectista:

- Se supone conocido el equipo en geometría y carga por cada uno de los apoyos, mediante datos del fabricante.
- La frecuencia perturbadora del sistema es normalmente la del rotor del equipo.
- La elección de dos elementos amortiguadores se efectuará considerando que la amortiguación eficaz se obtiene para relaciones de $k = 3$ ó 4 , y teniendo en cuenta la carga que debe soportar cada amortiguador.

Este último punto es muy importante en la selección: los amortiguadores comerciales (muelles, cauchos naturales...), se construyen para unas condiciones de carga determinadas, para las cuales tienen la rigidez prevista, definida por una deflexión bajo carga o deflexión estática (d_{est}), siendo:

$$d_{est} = \frac{M}{K}$$

por lo que la frecuencia natural de sistema será:

$$f_n = \frac{15,76}{\sqrt{d_{est}}}$$

con d_{est} en mm.

EJEMPLO

Se trata de determinar el tipo de amortiguadores para un compresor, cuyo motor gira a 1.450 r.p.m., con un peso total de 2.000 Kg, montado en una bancada para 6 apoyos con reacciones iguales en cada uno de ellos.

La solución es:

- Reacción por apoyo: $2.000/6 = 333,33$ Kg.
- Frecuencia perturbadora: $f_p = 1.450/60 = 24,16$ Hz.
- Frecuencia natural del sistema: $f_n \leq f_p/3 = 8,05$ Hz (Máxima).
- Deflexión estática:

$$d_{est} = \left(\frac{15,76}{8,05} \right)^2 = 3,83 \approx 4 \text{ mm}$$



b) Ruidos de Transmisión Aérea

En este apartado existen dos posibilidades: equipos situados en espacio abierto (p. e.: terrazas de edificios) y equipos en los locales cerrados del edificio.

Equipos en Espacio Abierto

El ruido aéreo generado en el funcionamiento por las carcasas de protección o las tomas de aire, se transmite al entorno, afectando a los edificios próximos y al propio.

El nivel de ruido percibido en cada caso, depende de la energía total sonora emitida, de la directividad del sonido y de la distancia. La intensidad sonora disminuye con la distancia, según la siguiente expresión:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{\phi}{4\pi r^2} \right)$$



EN CAMPO ABIERTO, EL SONIDO SE AMORTIGUA DE FORMA MUY SIMILAR A LA ONDA QUE PRODUCIRÍA EN UN ESTANQUE INFINÍTAMENTE GRANDE UNA GOTA DE AGUA QUE CAYERA EN LA SUPERFICIE.

Donde:

L_p = Nivel de presión sonora a distancia "r" de la fuente (dB)

L_w = Nivel de potencia acústica de la fuente (dB)

r = Distancia (m)

Φ = Directividad ($\Phi = 1$ para emisión esférica)

($\Phi = 4$ para emisión semiesférica)

NOTA: Los valores de L_p y L_w corresponden a cada banda o tercio de octava.

Conocida la potencia acústica emisora L_w (o calculada como se indica más adelante), se determinará el nivel L_p del receptor más próximo.

Si el valor L_p resultante global en dB(A) es superior al admisible por la normativa municipal existente o por las condiciones autoimpuestas, es necesario disponer de medidas correctoras apropiadas.

Para ello, debe considerarse que los equipos situados en espacios abiertos, disponen de **carcasas de protección exterior**, lo que equivale a un aislamiento acústico en las zonas así protegidas.

Asimismo, las zonas abiertas de tomas de aire son los puntos de emisión de potencia sonora más elevada de todo el conjunto, y los primeros que deben disponer de medidas correctoras por medio de atenuadores acústicos. Para controlar estas zonas abiertas se emplean generalmente **silenciosos disipativos o de absorción**, contruidos a base de carcasas metálicas que contienen en su interior colisas de lana de vidrio o roca, responsables de la amortiguación sonora al entrar en contacto con la corriente de aire.

El empleo de silenciosos de absorción aporta atenuaciones significativas sin producir, en la mayoría de los casos, pérdidas de carga importantes. El material absorbente se coloca tanto en los laterales como en el centro de la corriente de fluido, montado sobre bastidores. El número de los mismos, la altura que los separa y la altura del silencioso definen la sección útil.

En cuanto a la protección del material absorbente, la necesidad de realizarla o el tipo más adecuado, depende de la velocidad de la corriente del fluido, no siendo necesaria para velocidades menores de 10 m/s (en general, se utilizan productos tipo PANEL NETO). Para velocidades hasta 25 m/s, además del tejido de vidrio debe protegerse con chapa perforada o bien un tejido de alta resistencia mecánica.

La **elección del modelo de silencioso** debe fundamentarse en las características del equipo emisor del ruido y en la situación del receptor más próximo, considerando las normativas existentes (ordenanzas municipales, etc.)

Existen fabricantes que, tras realizar los correspondientes ensayos en cámaras anecoicas, aportan el espectro sonoro de su equipo. En caso contrario, será necesario calcularlo. Para ello, suele considerarse

que el foco emisor predominante son los ventiladores, y se utilizan las siguientes fórmulas empíricas en función de los datos disponibles:

$$L_w = 25 + 10 \log Q + 20 \log P \text{ (dB) (Madison-Graham)}$$

$$L_w = 77 + 10 \log W + 10 \log P \text{ (dB) (Allen)}$$

donde:

Q: Caudal de aire (m³/h)

P: Presión Estática (mm.c.a.)

W: Potencia del Ventilador (kW)

Para conocer la potencia sonora en cada banda de octava, se adapta el nivel global L_w obtenido mediante la introducción de unos coeficientes correctores para cada frecuencia. Estos coeficientes varían según el tipo de ventilador.

Los ventiladores emiten “ruido” en todo el espectro de frecuencias, presentando un pico a la llamada “frecuencia de aspas”, que puede determinarse con la siguiente expresión:

$$f_{aspas} = \frac{W_g \cdot N}{60} \text{ Hz}$$

donde:

W_g : Velocidad de giro de las aspas. (r.p.m.)

N: Número de aspas.

Al aumentar la velocidad de giro, se incrementa el nivel de ruido emitido, pudiendo anotarse a nivel indicativo que, para un cierto tipo de ventilador, doblar las revoluciones de giro supone aumentar el nivel sonoro en aproximadamente 17 dB.

EJEMPLO

Determinar el silencioso de absorción necesario para atenuar el ruido emitido por una torre de refrigeración, con un ventilador helicoidal que mueve un caudal de aire de 20.000 m³/h, venciendo una pérdida de carga de 15 mm. de columna de agua, si el receptor más próximo se encuentra a 20 m.

Solución:

Utilizando la fórmula de Madison-Graham:

$$L_w = 91,53 \text{ dB.}$$

Si se introducen los coeficientes correctores para un ventilador helicoidal (no indicados) se tendrá el espectro del ruido:

F (Hz)	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
L_w(dB)	86,53	83,53	84,53	82,53	80,53	80,53	78,53	66,53

Se determina el nivel en el receptor (en cada banda de frecuencia); según la fórmula de propagación del sonido en espacios abiertos:

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{1}{4\pi (20)^2} = L_w - 37,01 \text{ (dB)}$$

F (Hz)	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
L_p	49,52	46,52	47,52	45,52	43,52	43,52	41,52	29,52
L_p(A)	23,52	30,52	38,52	42,52	43,52	44,52	42,52	28,52

NOTA: L_p(A) se obtiene aplicando la ponderación A a los valores L_p.

El nivel global se obtiene con la fórmula

$$L_{p_g} = 10 \log \sum \text{antilog } L_p / 10$$

con lo que:

$$L_{p_g} = 49,81 \text{ dB(A)}$$

Si se considera que la normativa no permite un nivel de presión sonora superior a 40 dB(A), será necesario instalar un silencioso que reduzca al menos 9,81 dB(A).

Eligiendo dentro de la oferta disponible, de acuerdo con las características exigidas y la geometría deseada (los fabricantes aportan tablas de selección en función de la amortiguación requerida y las condiciones de trabajo), se llegaría a un silenciador con el siguiente espectro de atenuación:

F (Hz)	63	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
Atenuación silencioso en dB	4	6	11	22	25	25	19	15

NOTA: (La selección se ha realizado entre aquellos que reducen como mínimo 10 dB a la frecuencia de 250 Hz, existiendo soluciones alternativas que presentan atenuaciones, similares.)

El nivel sonoro en el lugar del receptor sería:

L_p	45,52	40,52	36,52	23,52	18,52	18,52	22,52	14,52
L_p(A)	19,52	24,52	27,52	20,52	18,52	19,52	23,52	13,52

El nivel global es: L_{p_g} = 31,64 dB(A)

Se cumple, por lo tanto, la normativa del ejemplo.

Equipos en locales cerrados

El ruido aéreo generado afecta al local donde está ubicado el equipo, y desde éste se transmite al resto del edificio, principalmente a las zonas más próximas. Si se tratase de vibraciones, podrían repercutir en dependencias no colindantes con el local considerado.

Los equipos situados en locales cerrados presentan los problemas de vibraciones que se mencionaron en el capítulo anterior, y por lo tanto deben ser tratados con los amortiguadores adecuados. En cuanto a las tomas de aire, cuyo nivel sonoro ha de ser calculado, en caso necesario se instalaría un silencioso disipativo.

El nivel de presión sonora percibido depende, como en el caso anterior, de la directividad del sonido y de la distancia, influyendo además el área absorbente del recinto, según la siguiente expresión:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{\phi}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right)$$

donde:

L_p = Nivel de presión sonora a distancia "r" de la fuente. dB

L_w = Nivel de potencia acústica de la fuente. dB

r = Distancia. m

Φ = Directividad ($\Phi = 1$ para emisión esférica)
($\Phi = 4$ para emisión semiesférica)

A = Área absorbente ($A = \sum \alpha_i S_i$) m²

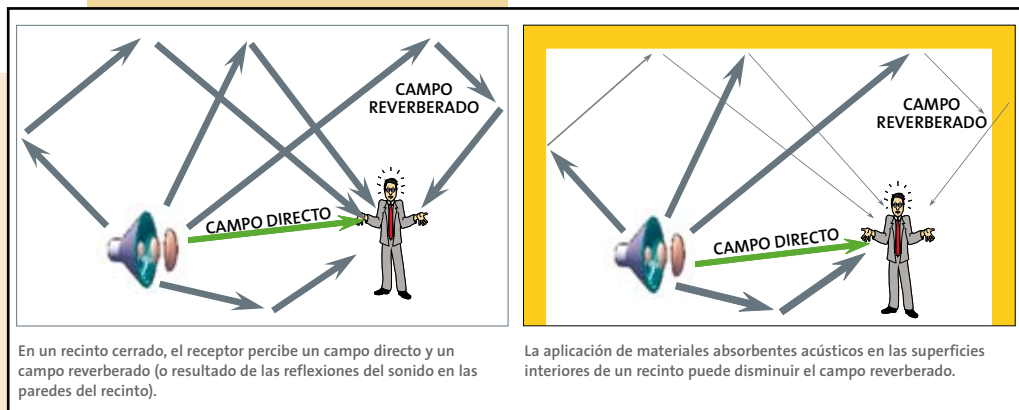
α_i = Coeficiente de absorción Sabine de los materiales del recinto.

S_i = Superficie de los cerramientos del recinto. m²

NOTA: Los valores de L_p y L_w corresponden a cada banda o tercio de octava.

Los niveles de presión en los locales colindantes dependerán del aislamiento a ruido aéreo de los cerramientos separadores.

Como solución general, además de aislar acústicamente el equipo, se realizará un tratamiento de los elementos constructivos del recinto con material **absorbente**, y se procurará que los cerramientos proporcionen el **aislamiento** adecuado.



4.2.2 Conductos de distribución de aire

El ruido que se genera en los conductos se debe a las turbulencias causadas por el flujo de aire que circula a través de los mismos, flujo turbulento producido por curvas, ramificaciones laterales, cambios de sección, etc.

En ocasiones, las turbulencias provocan que las paredes de los conductos no revestidos interiormente entren en vibración, incrementando de forma importante el ruido transmitido al recinto. Los sonidos que se propagan a través de conductos sin material absorbente por su interior, apenas se atenúan (generalmente la posible amortiguación se desprecia).

Para lograr incrementar de forma significativa la amortiguación de estos sonidos puede revestirse la superficie interior de los conductos con un material absorbente.

Para un conducto suficientemente largo, la amortiguación viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta L = 1,05 \cdot \alpha^{1,4} \cdot P/S$$

donde:

ΔL : Amortiguación (dB/m).

α : Coeficiente de absorción Sabine del material (adimensional).

P: Perímetro interior del conducto (m).

S: Sección libre del conducto (m²)

De la anterior expresión se deduce que, cuanto más pequeños sean los conductos (se incrementa la relación P/S), mayor será la atenuación lograda. Este razonamiento puede no ser sencillo de aplicar, pues exigiría, a menores secciones, velocidades superiores para mantener el caudal circulante.

El coeficiente de absorción, y por lo tanto la atenuación, dependen de la naturaleza y geometría del material en contacto con el flujo de aire. Respecto a la geometría, habitualmente se utilizan superficies planas y es el espesor del producto la variable que influye en el coeficiente alfa (α) de Sabine. A mayor espesor, las amortiguaciones son superiores, fundamentalmente a bajas y medias frecuencias. En lo que respecta a la naturaleza del material, las lanas de vidrio aportan los mejores coeficientes de absorción acústica.

a) Conductos de Lana de Vidrio

Desde el punto de vista acústico, los conductos autoportantes de lana de vidrio (gama **CLIMAVER**) representan una solución muy ventajosa para atenuar el ruido que se transmite a los locales a través de los conductos, cuyo origen es la unidad de tratamiento.

En las fichas técnicas de cada producto de la gama, se indican los valores del coeficiente de absorción acústica (α), de acuerdo con los resultados normalizados de los ensayos en laboratorio.

La acción combinada de la geometría de un conducto y el tipo de material que lo constituye puede verse en la TABLA I: en ésta, se aprecia la atenuación acústica teórica en bandas de octava, de un tramo recto de conducto en dB/m, para dos materiales diferentes; **CLIMAVER PLUS R** Y **CLIMAVER NETO**, así como para diversas geometrías de conductos.

Sin embargo conviene precisar que los valores anteriores son teóricos y no representan la atenuación efectiva. Los valores reales que se obtienen en una red de conductos, dependen de dos factores importantes: el espectro del ruido en la unidad de tratamiento y las geometrías necesarias de los conductos, especialmente en la salida de la máquina y primeros tramos de la red.

TABLA I. ATENUACIÓN ACÚSTICA EN TRAMO RECTO [dB/m]

Sección (mm)	Frecuencia (Hz)	150	250	500	1000	2000
200 x 200	CLIMAVER NETO	3,71	11,09	12,26	19,7	21
	CLIMAVER PLUS R	0,32	2,05	7,96	8,41	7,08
300 x 400	CLIMAVER NETO	2,17	6,47	7,15	11,49	12,25
	CLIMAVER PLUS R	0,18	1.20	4,64	4,90	4,13
400 x 500	CLIMAVER NETO	1,67	4,99	5,52	8,86	9,45
	CLIMAVER PLUS R	0,14	0,92	3,58	3,78	3,19
400 x 700	CLIMAVER NETO	1,46	4,36	4,81	7,74	8,25
	CLIMAVER PLUS R	0,12	0,81	3,13	3,30	2,78
500 x 1000	CLIMAVER NETO	1,11	3,33	3,68	5,91	6,30
	CLIMAVER PLUS R	0,10	0,62	2,39	2,52	2,12

Influencia del Espectro de Ruido Real

Se comprueba que, en la mayoría de los casos, los sonidos originados en la unidad de tratamiento, tienen componentes dominantes en las frecuencias medias y bajas. Por tanto, son los valores de α para esas frecuencias los que mayor influencia tienen en la atenuación acústica real.

EJEMPLO

Calcular la reducción de ruido que aporta la instalación de un metro de conducto autoportante de lana de vidrio **CLIMAVER** NETO y **CLIMAVER** PLUS R de sección 350*350 mm si la fuente sonora es un ventilador helicoidal que mueve un caudal de aire de 20.000 m³/h, venciendo una pérdida de carga de 15 mm de columna de agua.

La potencia sonora generada por el ventilador puede determinarse utilizando la fórmula de Madison-Graham y los coeficientes correctores para tipos helicoidales.

F (Hz)	125	250	500	1.000	2.000
L _w (dB)	83,53	84,53	82,53	80,53	80,53

La amortiguación aportada por el conducto **CLIMAVER** NETO o **CLIMAVER** PLUS R viene dada por la fórmula:

$$\Delta L = 1,05 \cdot \alpha^{1,4} \cdot P/S$$

donde

$$P/S = \frac{4 \times 0,35}{0,35 \times 0,35} = 11,43$$

y los valores de α (tomados de la ficha técnica)

Absorción acústica α

	F (Hz)	125	250	500	1.000	2.000
CLIMAVER NETO	α	0,25	0,6	0,65	0,95	1
CLIMAVER PLUS R	α	0,20	0,20	0,20	0,60	0,50

con lo que obtenemos:

Atenuación acústica

	F (Hz)	125	250	500	1.000	2.000
CLIMAVER NETO	L(dB/m)	1,72	5,87	6,56	11,16	12,00*
CLIMAVER PLUS R	L(dB/m)	1,26	1,26	1,26	5,87	4,55

* NOTA. El valor de α tomado para cálculo es 1, aunque teóricamente sea superior a este valor.

El nivel sonoro a la salida será:

Nivel sonoro a lo salido (1m) de conductos

	F (Hz)	125	250	500	1.000	2.000
CLIMAVER NETO	L _p (dB)	81,81	78,66	75,96	69,37	68,53
CLIMAVER PLUS R	L _p (dB)	82,27	83,27	81,27	74,66	75,98

Los valores globales se exponen a continuación.

$$L_{wg} = 89,61 \text{ dB(A)}$$

$$L_{pg} (\text{CLIMAVER NETO}) = 84,47 \text{ dB}$$

$$L_{pg} (\text{CLIMAVER PLUS R}) = 87,66 \text{ dB}$$

En las condiciones anteriores del espectro de partida 1 metro de conducto **CLIMAVER** NETO reduce 5,1 dB, Y un **CLIMAVER** PLUS R reduce 1,9 dB.

LA ELEVADA ABSORCIÓN DE **CLIMAVER NETO** PERMITE OBTENER REDUCCIONES ACÚSTICAS SIGNIFICATIVAS EN LOS CONDUCTOS DE AIRE.

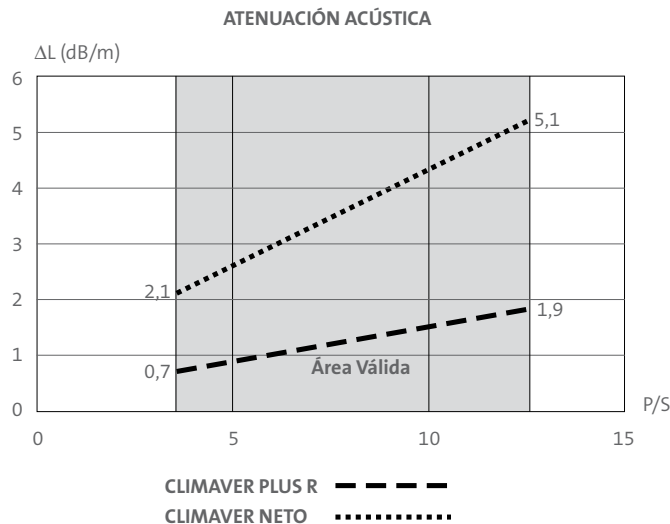


Influencia de las Geometrías de Conductos

Los primeros tramos de conducto, desde la salida de máquina, son los que en mayor grado determinan la atenuación acústica hasta las primeras rejillas o difusores del local, pues son las más próximas a dicha máquina, la fuente de sonido más significativa. Precisamente será en estas rejillas donde menor atenuación se tendrá de todo el sistema, por lo que si para éstas se consigue un valor de atenuación razonable, el resto del sistema no presentará problemas, puesto que siempre tendrá valores más elevados para esa característica.

Por todo esto, la práctica permite reducir el campo de la atenuación acústica a los conductos con las dimensiones mayores del sistema, que en la gran mayoría de los casos tienen valores mínimos de 350x350 mm, sin superar generalmente 1000x1000 mm. Esto equivale a unos valores de P/S comprendidos entre 11,4 Y 4 respectivamente.

Para el espectro de sonido del ejemplo anterior, las posibilidades de atenuación acústica en función de las posibles geometrías reales, serían las de la figura.



b) Comparativo con otras Soluciones para Conductos

La utilización de conductos de otros materiales, chapa metálica principalmente, no es buena solución para la atenuación acústica, debido a su bajo coeficiente de absorción (α) en todo el espectro de frecuencias.

Para resolver este problema se puede optar por dos tipos de soluciones:

- Instalar atenuadores o silenciosos de absorción inmediatamente después de la salida de la máquina, de características similares a los indicados en el apartado anterior. Su cálculo está muy condicionado a la geometría del conducto y a las pérdidas de carga admisibles.
- Utilizar elementos absorbentes que recubran el interior del conducto, incrementando así el valor de alfa en toda la gama de frecuencias. Para esto se deben utilizar planchas o mantas de lana de vidrio.

Las cualidades de absorción están muy ligadas al espesor de la capa de lana, especialmente en las bajas y medias frecuencias, por lo que no se utilizan espesores menores de los 25 mm.

Aunque no es objeto de este apartado, debe recordarse el valor añadido de esta solución por el aislamiento térmico que proporciona la lana de vidrio al sistema de conductos, y la necesidad mínima de este espesor para cumplir la exigencia del RITE.

En la siguiente tabla se representan los resultados comparados de la atenuación acústica (dB/m) de un conducto de 400x500 mm para diferentes materiales:

TIPO	ATENUACIÓN ACÚSTICA (dB/m)					
	F (Hz)	125	250	500	1000	2000
Metálico		0,07	0,07	0,19	0,19	0,1
Metálico + IntraVer Neto (15 mm)		0,14	0,18	0,23	1,28	2,8
Metálico +IBR Aluminio		0,14	0,14	0,38	0,38	0,2
CLIMAVER PLUS R		0,99	0,99	0,99	4,62	3,58
CLIMAVER NETO		1,36	4,62	5,17	8,80	9,45

NOTA: Los valores de α correspondientes al producto CLIMAVER, superan el valor de "1" para algunas frecuencias, en los resultados de ensayo en laboratorios oficiales. No obstante, en la aplicación práctica se toma el valor de "1" como valor máximo de cálculo.

Puede verse el valor nulo de la atenuación del conducto de chapa metálica, y cómo mejora esta característica cuando se le recubre interiormente con INTRAVER NETO, material de lana de vidrio de 15 mm de espesor, recubierto en una de sus caras por un tejido de vidrio de color negro de alta resistencia. Esta mejora no es muy importante en las bajas y medias frecuencias dado el reducido espesor del material, aunque es suficiente en muchos casos, por lo que es un producto de utilización habitual, así como en su versión de 25 mm.

A título orientativo se presenta el caso del aislamiento térmico exterior al conducto, cuando se ejecuta con lana de vidrio (IBR-Aluminio), sobre conductos de chapa galvanizada. Existe una leve mejora de la atenuación respecto al conducto desnudo, si bien es poco representativa.

Los mejores resultados, con gran diferencia, se obtienen con la utilización de conductos autoportantes de lana de vidrio de la gama **CLIMAVER NETO**, como se ha visto en el apartado anterior.

Resumen.

Las instalaciones de climatización presentan gran complejidad acústica, ya que las incidencias en lo que al ruido se refiere pueden encontrarse en diversos puntos de la instalación. Sin embargo, existen soluciones viables para tratar los problemas acústicos en una instalación; estas soluciones serán más efectivas, sencillas y económicas si se consideran desde la fase de proyecto.

En lo que se refiere a los conductos de distribución de aire, éstos pueden contribuir a disminuir los ruidos generados en la instalación, mediante el empleo de materiales absorbentes, bien constituyendo el conducto, o bien en silenciadores de absorción.

Los últimos desarrollos en conductos de distribución de aire, confirman que la mejor opción al respecto la constituyen los conductos de lana de vidrio, revestidos interiormente con un tejido de vidrio, que permite la absorción acústica por el alma del panel: **CLIMAVER** Neto.