
J.M. Chicharro, A. García-Berrocal y R. Medina

Departamento de Física Aplicada a los Recursos Naturales

Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas

Universidad Politécnica de Madrid

INTRODUCCIÓN A LA MEDIDA Y CONTROL DE VIBRACIONES Y RUIDO

Colección

Fundamentos Físicos de la Ingeniería

© Servicio de Publicaciones

Fundación Gómez-Pardo

Reservados todos los derechos y

prohibida su reproducción total o parcial

I.S.B.N.: 84-95063-23-9

Depósito Legal: M.20998-2002

Imprime: Fundación Gómez-Pardo

PRESENTACIÓN

El objetivo que persigue esta publicación es introducir al lector en el control de ruido y vibraciones. Para ello, la exposición comienza con una primera parte –Fundamentos– en la que se sientan las bases matemáticas y físicas de las oscilaciones acústicas (cap. 1) y las vibraciones mecánicas (cap. 2), con especial hincapié en los conceptos y aplicaciones del análisis de Fourier (cap. 3). La segunda parte –Aplicaciones– aborda desde un punto de vista eminentemente práctico, en primer lugar, la medida y el control de vibraciones mecánicas (cap. 4 y 5); para continuar, tras examinar los efectos del ruido sobre los seres humanos (cap. 6), con el control del ruido (cap. 7) y su normativa (cap. 8).

Las aplicaciones de control de vibraciones se orientan especialmente hacia el campo de la maquinaria rotativa. Respecto del control del ruido, el interés se centra en el ámbito de la actividad industrial tomando como referencia el correspondiente marco normativo.

El material que se presenta va dirigido tanto a los profesionales de la ingeniería como a los alumnos de las escuelas técnicas que busquen una obra de consulta sobre el control de ruido y vibraciones mecánicas. Por ello se pueden encontrar diferentes datos útiles dispuestos en gráficas y tablas a lo largo del texto. Para facilitar el acceso a las mismas se incluyen al principio de la obra las listas de figuras y tablas.

Índice general

I	Fundamentos	1
1.	Fundamentos de acústica	2
1.1.	Introducción	2
1.2.	Ondas: descripción matemática	2
1.3.	La física del sonido	6
1.4.	Intensidad acústica	10
1.5.	Tono y timbre	12
1.6.	Parámetros acústicos fundamentales	13
1.7.	Reflexión del sonido	22
1.8.	Amortiguación del sonido	25
1.9.	Absorción y aislamiento del sonido	26
1.10.	Tiempo de reverberación	29
2.	Fundamentos de vibraciones	33
2.1.	Introducción	33
2.2.	Vibración libre no amortiguada. Dinámica del m.a.s.	34
2.3.	Vibración libre amortiguada	38

ÍNDICE GENERAL

II

2.4. Vibraciones no amortiguadas con excitación armónica	40
2.5. Vibraciones forzadas y amortiguadas con excitación armónica	43
2.6. Vibraciones de sistemas en rotación	48
2.7. Vibraciones en sistemas con múltiples grados de libertad	49
2.7.1. Espacio de estados	49
2.7.2. Modos propios en un sistema con varios grados de libertad . .	50
2.7.3. Respuesta ante excitación armónica	51
3. Análisis Frecuencial	53
3.1. Introducción	53
3.2. Serie de Fourier	54
3.3. Forma compleja de la serie de Fourier	55
3.4. Espectro de una función periódica	56
3.5. Transformada de Fourier	57
3.6. Transformada discreta de Fourier (DFT)	57
3.7. Transformada rápida de Fourier (FFT)	59
3.8. Selección de parámetros espectrales	60
3.9. Ventanas en el dominio del tiempo	61
II Aplicaciones	68
4. Medida de vibraciones	69
4.1. Introducción	69
4.2. Parámetros de medida de una vibración	69

4.3. Captadores de vibración	72
4.3.1. Acelerómetros	73
4.3.2. Captadores de velocidad	74
4.3.3. Sensores de no-contacto	75
4.3.4. Montaje de captadores	76
4.3.5. Selección del captador	76
4.4. Adquisición de datos y análisis de vibraciones	77
4.5. Analizadores dinámicos de señal	79
5. Control de vibraciones	80
5.1. Introducción	80
5.2. Control de vibraciones	80
5.2.1. Control de las frecuencias propias	82
5.2.2. Aislamiento de vibraciones	82
5.2.3. Absorbente dinámico de vibraciones	85
5.3. Vibraciones en maquinaria rotativa	88
5.3.1. Desequilibrio y excentricidad	89
5.3.2. Desalineación	91
5.3.3. Holguras y piezas sueltas	92
5.3.4. Rodamientos	93
5.3.5. Cojinetes lisos. Problemas de lubricación	94
5.3.6. Engranajes	95
5.3.7. Correas de transmisión	96

ÍNDICE GENERAL

IV

5.3.8. Problemas eléctricos	96
5.3.9. Fuerzas hidrodinámicas y aerodinámicas	97
5.3.10. Cavitación y recirculación	98
6. Efectos del ruido sobre los seres humanos	99
6.1. Introducción	99
6.2. El oído y la audición	99
6.3. Respuesta auditiva	103
6.4. Pérdida de audición por exposición al ruido	107
6.5. Protección auditiva personal	110
6.6. Selección de protectores auditivos	111
7. Control del ruido	113
7.1. Introducción	113
7.2. Medidas de control en la fuente	114
7.3. Control del ruido en el medio de transmisión	118
7.4. Control del ruido en el receptor	119
7.5. Aislamiento y absorción del sonido	120
7.6. Aislamiento del sonido	123
7.7. Absorción del sonido	129
8. Normativa sobre control de ruido	135
8.1. Introducción	135
8.2. Tipos de normativas sobre el ruido	136

ÍNDICE GENERAL

v

8.3. Disposiciones sobre el ruido en el lugar de trabajo	137
8.3.1. Disposiciones sobre inmisión de ruido	137
8.3.2. Disposiciones de emisión	145
8.3.3. Disposiciones de exposición al ruido	146
 Bibliografía	 148

Índice de figuras

1.1. Onda viajera: (a) muestra el perfil de una deformación en el instante inicial $t = 0$, y (b) la misma perturbación tras propagarse una distancia vt	3
1.2. Onda $\psi(x, t)$ armónica unidimensional de amplitud unidad ($\psi_o = 1$) con $\phi = 0$ (fase inicial nula), longitud de onda λ y periodo T : (a) $\psi(x, 0)$ y (b) $\psi(0, t)$	4
1.3. Función $\psi(x, t)$ temporalmente periódica en un punto del espacio cuya coordenada es x	5
1.4. Ondas de presión en un gas.	7
1.5. Análisis de octavas de un sonido con múltiples componentes armónicas.	14
1.6. Niveles de presión acústica para las frecuencias centrales de las diversas bandas de octava, durante la perforación de una roca. El nivel de presión acústica total (110 dB) es la suma logarítmica de los niveles de las distintas bandas. La banda principal corresponde a 8000 Hz(105 dB).	15
1.7. Curvas isofónicas para un oyente medio sin problemas auditivos. El nivel de presión acústica en dB se refiere al umbral de audición a 1000 Hz.	18
1.8. Curvas de ponderación normalizadas para sonómetros. Se muestra el aumento o la reducción en dB que proporcionan los filtros A, B, C y D.	19
1.9. Balance de energía acústica cuando una pared se interpone en la propagación del sonido.	27
2.1. Movimiento armónico simple.	35

2.2. Sistema masa-resorte en vibración libre.	36
2.3. Energía del movimiento armónico simple	37
2.4. M.A.S. en el espacio de las fases	37
2.5. Respuesta de un sistema sobreamortiguado	39
2.6. Respuesta de un sistema con amortiguamiento crítico	39
2.7. Respuesta de un sistema con amortiguamiento subcrítico	40
2.8. Vibración forzada sin amortiguamiento	41
2.9. Respuesta en frecuencia de la vibración forzada no amortiguada . . .	42
2.10. Vibración forzada proporcional al cuadrado de la frecuencia	43
2.11. Vibración forzada y amortiguada	44
2.12. Respuesta de un sistema en el plano complejo	46
2.13. Factor de amplificación y fase en función del ratio de amortiguamiento	47
2.14. Péndulo simple de torsión	48
3.1. Espectro de una función periódica: (a) muestra un valor cualquiera de un espectro, ψ_n (complejo), y su correspondiente complejo conjugado ψ_{-n} ; y (b) recoge parte de los valores del módulo de un espectro para $n \geq 0$	56
3.2. Módulo del espectro de una ventana rectangular.	64
3.3. Módulo del espectro de una ventana Kaiser-Bessel.	65
3.4. Módulo del espectro de una ventana Flat-top.	65
3.5. Módulo del espectro de una ventana Hanning.	66
4.1. Valores pico y r.m.s. de una señal	70
4.2. Precauciones en la medida del ángulo de fase	72

4.3. Esquema de un acelerómetro	73
4.4. Esquema de un captador de velocidad	74
4.5. Esquema de un filtro en frecuencias	77
5.1. Gráfico de la severidad de la vibración en maquinaria rotativa. Desplazamiento “mm pico a pico” y velocidad “mm/s pico”	81
5.2. Transmisibilidad versus ratio de frecuencias	83
5.3. Esquema de un absorbente dinámico de vibraciones	86
5.4. Respuesta de un sistema con un absorbente dinámico de vibraciones .	87
5.5. Descripción de los elementos de un rodamiento	93
6.1. Esquema del oído humano.	100
6.2. Esquema del oído interno humano.	101
6.3. Esquema del campo auditivo humano en función de la frecuencia. . .	103
6.4. Umbrales medios del oído humano.	105
6.5. Evolución de la pérdida auditiva de una persona expuesta a más de 90 dBA de nivel diario equivalente de presión acústica durante 2000 horas anuales.	108
6.6. Tipos de Protectores personales.	110
6.7. Ejemplo de curvas de un protector personal.	112
7.1. Curva de la bañera.	116
7.2. Reducción estimada en dBA al revestir una rampa.	118
7.3. Comportamiento de un panel o pared frente a una onda sonora. . . .	120
7.4. Comportamiento de una pared frente a un ruido exterior.	122
7.5. Comportamiento de una pared frente a un ruido interior.	122

7.6. Habitación circular del ejemplo.	132
7.7. Reflexiones en una pared de coeficiente de absorción α diferentes. . .	133
8.1. Conceptos de emisión, inmisión y exposición al ruido.	137

Índice de tablas

1.1. Niveles de presión acústica en dBA analizados por bandas de octava. Las frecuencias centrales van en Hz y L_{PA} es el nivel ponderado total de vibración.	15
1.2. Potencia acústica estimada para diversas fuentes sonoras. El nivel de potencia acústica ponderado va en dBA, referido a 1 pW.	20
3.1. Magnitudes asociadas al registro digital de una señal y su espectro en función de la frecuencia de muestreo (f_m) y la longitud de registro (N).	59
5.1. Diferencias entre diversos tipos de desequilibrio	90
6.1. Datos de atenuación y desviación típica de las orejeras tomadas en el ejemplo.	112
7.1. Densidad para diversos materiales y frecuencia crítica para paneles con un espesor de 1cm	124
7.2. Índice ponderado de reducción del sonido R_w para diversos elementos empleados en construcción	126
7.3. Requisitos mínimos para el aislamiento del sonido transmitido R_{global} por el aire de paredes y suelos que separan viviendas	129
7.4. Coeficientes de absorción de diversos materiales	131
7.5. Atenuación en función del número de reflexiones en dos paredes con diferente coeficiente de absorción	132
8.1. Señalización de peligro por alta exposición al ruido($L_{Aeq,d} > 90$ dBA o $L_{max} > 140$ dB)	142

- 8.2. Tiempo máximo permitido según el R.D.1316/1989 durante una jornada laboral en función del nivel equivalente en el oído. 144
- 8.3. Resumen del Real Decreto 1316/1989, con las medidas periódicas en función del nivel diario de exposición al ruido. 147

Parte I

Fundamentos

Capítulo 1

Fundamentos de acústica

1.1. Introducción

Comienza este capítulo con una revisión de los conceptos matemáticos elementales necesarios para describir el movimiento ondulatorio. Después se exponen los fundamentos físicos de la propagación del sonido, entendido éste como una onda de presión en el seno de un medio gaseoso.

A continuación, empleando los conceptos matemáticos y físicos establecidos previamente, se precisa el significado de los atributos que clásicamente se asignan al sonido: intensidad, tono y timbre. Después se pasa a describir los parámetros fundamentales desde el punto de vista de la acústica: bandas de octava, niveles de las diferentes magnitudes acústicas –presión, intensidad y potencia acústicas– en decibelios, sonoridad y curvas isofónicas, ponderación A, etc.

También se desarrollan los fundamentos de la atenuación y aislamiento del ruido. Para ello, se tratan detalladamente la reflexión y la amortiguación acústica. Y finaliza el capítulo con un apartado dedicado al concepto de tiempo de reverberación.

1.2. Ondas: descripción matemática

Cuando en el espacio está definida una variable física y se produce una modificación de dicha variable en un punto, puede ocurrir que esta perturbación se propague a otros puntos y en ellos se reproduzca de forma análoga a como lo hizo en el punto inicial. Se dice entonces que la magnitud física se propaga ejecutando un movimiento ondulatorio.

Supóngase, para fijar ideas, que se dispone de una cuerda tensa en equilibrio sobre el eje OX de un sistema de coordenadas. Si se pulsa la cuerda en un punto, la vibración se transmitirá a lo largo de ella. Sea

$$\psi = \psi(x, t)$$

la amplitud de la vibración en un punto de abscisa x en el instante t . Si la perturbación se propaga sin atenuación con una velocidad v hacia la parte positiva del eje OX , la onda se puede expresar como

$$\psi = \psi(x - vt),$$

donde ψ es una función arbitraria de una variable.

En la fig. 1.1 se representa el perfil de una de estas ondas en dos instantes separa-

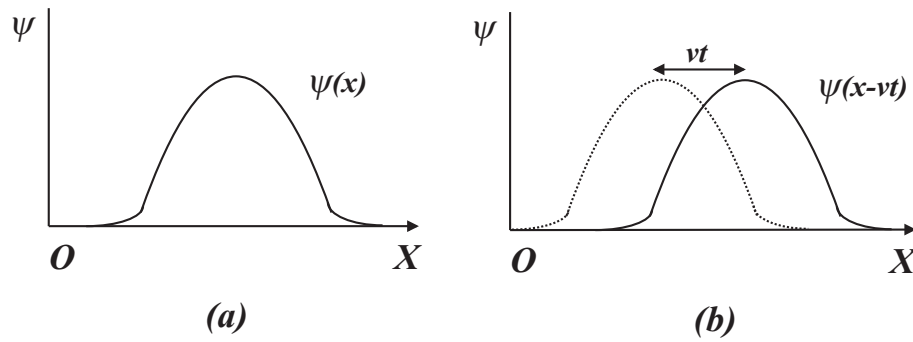


Figura 1.1: Onda viajera: (a) muestra el perfil de una deformación en el instante inicial $t = 0$, y (b) la misma perturbación tras propagarse una distancia vt .

dos un tiempo t . Matemáticamente, la propagación se entiende como una traslación rígida de la forma de onda ψ a lo largo del eje OX . Es habitual, entonces, referirse a $\psi(x - vt)$ como una función viajera de la variable x .

Onda armónica

Un caso particular especialmente interesante de movimiento ondulatorio es la onda armónica pura o simplemente armónico. Su expresión matemática es

$$\psi(x, t) = \psi_o \cos \left[\frac{2\pi}{\lambda} (x - vt) + \phi \right],$$

donde ψ_o es la máxima amplitud de la vibración, λ el periodo espacial o *longitud de onda* (fig. 1.2 a), y ϕ la *fase* inicial.

Los valores que a lo largo del tiempo toma una perturbación armónica en $x = 0$ se muestran en la fig. 1.2 b. En ella se observa que la amplitud de la perturbación

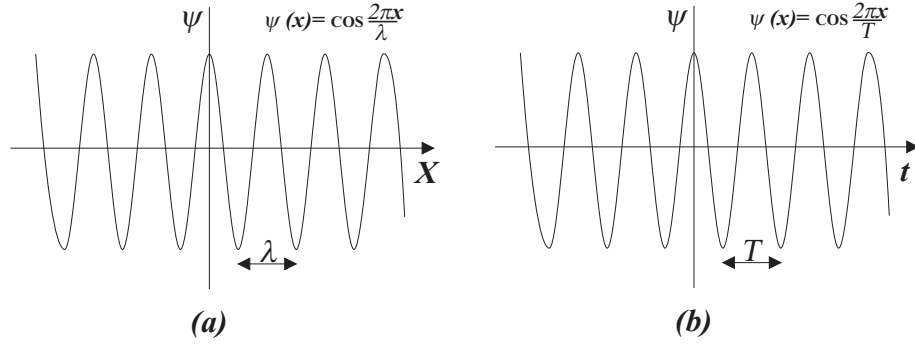


Figura 1.2: Onda $\psi(x, t)$ armónica unidimensional de amplitud unidad ($\psi_o = 1$) con $\phi = 0$ (fase inicial nula), longitud de onda λ y periodo T : (a) $\psi(x, 0)$ y (b) $\psi(0, t)$.

efectúa una oscilación completa en un tiempo T , denominado *periodo*, y que la fase inicial es nula¹ ($\phi = 0$).

Dada su doble periodicidad espacial y temporal, el armónico debe recorrer un espacio λ en un tiempo T , cumpliéndose que

$$\lambda = vT .$$

En la práctica, en vez del periodo T se emplea la *frecuencia*

$$f = \frac{1}{T} ,$$

o número de oscilaciones completas por unidad de tiempo. La relación fundamental entre las magnitudes características de una onda armónica

$$\lambda f = v \tag{1.1}$$

es muy útil en la práctica. Empleando la frecuencia, la expresión matemática de la onda representada en la fig. 1.2 b es

$$\psi(0, t) = \psi_o \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right) = \psi_o \cos(2\pi f t) .$$

Por tanto, una onda de este tipo equivale a un movimiento armónico simple en cada punto del espacio alcanzado por la perturbación.

Cuando se miden las magnitudes características de una onda armónica, hay que tener en cuenta las unidades que deben emplearse para expresar correctamente el resultado. En el Sistema Internacional v se expresa en m/s, λ en m y f en ciclos/s o Hertzios (Hz).

¹Por ejemplo, si $\phi = \pi/2$ el valor inicial de la onda sería cero, mientras que en la fig. 1.2 a, con $\phi = 0$, el valor inicial de la onda es ψ_o .

Análisis de Fourier de una onda

Cuando una onda $\psi(x, t)$ de perfil arbitrario muestra un patrón que se repite en el tiempo, se dice que la onda es periódica. El periodo T de la onda debe cumplir (fig. 1.3)

$$\psi(x, t) = \psi(x, t + kT) \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$$

Como se ha visto en el epígrafe anterior, una onda armónica de frecuencia f es una onda periódica de periodo $T = 1/f$.

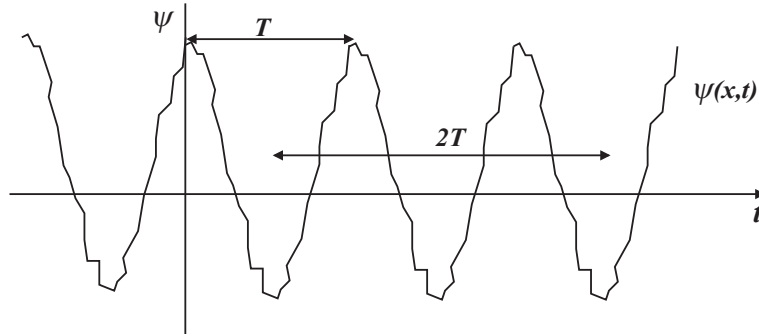


Figura 1.3: Función $\psi(x, t)$ temporalmente periódica en un punto del espacio cuya coordenada es x .

Cualquier onda periódica puede expresarse matemáticamente como una suma de ondas armónicas. De este modo, cualquier vibración periódica se puede considerar como una superposición de armónicos. Esta es la idea básica del análisis de Fourier.

Sea $\psi(t)$ la amplitud de la onda en un punto x cualquiera. Si la onda es periódica, de periodo T , puede desarrollarse en *serie de Fourier*:

$$\psi(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \psi_n \cos(2\pi n f t + \phi_n), \quad (1.2)$$

donde $f = 1/T$. Las amplitudes ψ_n y las fases ϕ_n de los armónicos componentes pueden calcularse a partir de la expresión matemática concreta² $\psi(t)$.

El primer término de (1.2) es una constante, denominada componente de continua cuando ψ es una señal eléctrica. El primer sumando periódico es el armónico fundamental o simplemente fundamental, siendo su frecuencia f . El resto de sumandos o *armónicos* poseen frecuencias que son múltiplos de la frecuencia fundamental f .

²Empleando los coeficientes de Fourier, $A_n = \frac{2}{T} \int_0^T \psi(t) \cos(\frac{2\pi n t}{T}) dt$ y B_n idéntica expresión sustituyendo el coseno por seno, pueden determinarse ψ_n y ϕ_n . En efecto, $\psi_o = \frac{1}{2} A_o$ y $\phi_o = 0$; y $\psi_n = (A_n^2 + B_n^2)^{1/2}$ y $\phi_n = \arctg(-B_n/A_n)$, para $n \neq 0$.

Las ondas periódicas tratadas hasta ahora son una idealización muy ilustrativa. Sin embargo, el análisis de Fourier puede extenderse a perturbaciones no periódicas tomando armónicos con frecuencias continuamente distribuidas en el intervalo $0 \leq f \leq \infty$. Por tanto, la suma que aparece en (1.2) debe cambiarse por una integral:

$$\psi(t) = \int_0^\infty A(f) \cos[2\pi ft + \varphi(f)] df. \quad (1.3)$$

Este resultado se conoce como integral de Fourier.

En el análisis de Fourier se denomina *espectro* de una onda a la sucesión de amplitudes y fases de sus armónicos componentes. Cuando una función es periódica se dice que su espectro es discreto. En caso contrario, se habla de espectro continuo.

La ecuación de onda

Al estudiar un fenómeno físico descrito por una función $\psi(x, t)$ ¿cuándo se puede asegurar que ψ es una onda? La respuesta hay que buscarla en las ecuaciones diferenciales que traducen en términos matemáticos las leyes físicas que gobiernan el fenómeno estudiado. Cuando ψ verifica la ecuación diferencial

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = \frac{1}{v^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}, \quad (1.4)$$

la perturbación es una onda que se propaga sin distorsión con velocidad v . Esta ecuación diferencial se denomina habitualmente *ecuación de onda*.

1.3. La física del sonido

Un cuerpo que vibra —la membrana de un tambor, por ejemplo— provoca contracciones y dilataciones en el aire que le rodea y genera una perturbación que puede propagarse hasta alcanzar e impresionar el oído. Quien percibe la perturbación suele asociar el sonido al cuerpo emisor —se habla del sonido del tambor—. Físicamente, el sonido es la onda de presión excitada en el aire por la vibración de los cuerpos y que se propaga hasta excitar el sentido del oído.

Ondas de presión en un gas

Se van a considerar las ondas elásticas que se producen en un gas debido a las variaciones de presión. Esta es la naturaleza física del sonido. Para simplificar la deducción de las características físicas del sonido, se tomará un sistema sencillo en el que las ondas se propagan en un gas encerrado en un tubo cilíndrico.

Hay una diferencia importante entre las ondas en un gas y las ondas en un sólido o un líquido. Los gases son muy compresibles y cuando en un gas se establece una fluctuación de presión, su densidad experimenta los mismos cambios que la presión.

Sean p_o y ρ_o la presión y densidad del gas en condiciones de equilibrio. Si el gas está encerrado en un pistón p_o y ρ_o no varían de un punto a otro del volumen de gas encerrado.

Si la presión del gas se modifica, un volumen elemental Adx (fig. 1.4) se pone en movimiento debido a una fuerza neta no nula. En consecuencia, la sección A se desplaza una distancia ψ y la sección A' una ψ' , de manera que el espesor del volumen Adx después de la deformación es $dx + (\psi' - \psi) = dx + d\psi$.

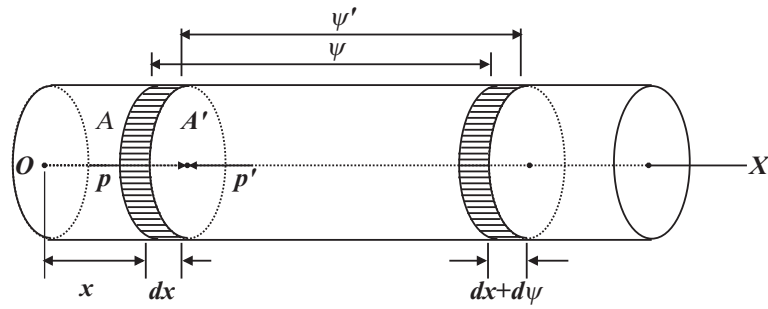


Figura 1.4: Ondas de presión en un gas.

Debido al cambio de volumen la densidad del gas cambia. Sin embargo, la masa del gas debe conservarse:

$$\rho A(dx + d\psi) = \rho_o A dx \quad \Rightarrow \quad \rho \left(1 + \frac{\partial \psi}{\partial x}\right) = \rho_o.$$

Despejando ρ , se obtiene

$$\rho = \frac{\rho_o}{1 + \partial \psi / \partial x}.$$

Como, en la práctica, la variación de ψ respecto de la posición x es pequeña, la densidad del gas puede aproximarse por la expresión

$$\rho - \rho_o = -\rho_o \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right). \quad (1.5)$$

La presión y la densidad se relacionan por la ecuación de estado $p = p(\rho)$. Para variaciones relativamente pequeñas de la densidad esta ecuación adopta la forma

$$p = p_o + \kappa \left(\frac{\rho - \rho_o}{\rho_o} \right), \quad (1.6)$$

donde κ es el módulo de elasticidad de volumen

$$\kappa = \rho_o \left(\frac{dp}{d\rho} \right)_{\rho=\rho_o}.$$

Usando la expresión (1.5) en la ecuación de estado (1.6), se obtiene la relación entre la presión del gas y la deformación del mismo:

$$p = p_o - \kappa \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right). \quad (1.7)$$

Sea $\psi(x, t)$ el desplazamiento, al cabo de un tiempo t , del elemento de masa $\rho_o A dx$, situado inicialmente en x . Como la fuerza neta sobre el elemento de masa es $(p - p')A = -Adp$ en la dirección OX , y debe ser igual a la masa del elemento por su aceleración (ley fundamental de la dinámica), se obtiene que

$$-Adp = (\rho_o A dx) \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_o \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}.$$

Empleando la ecuación (1.7) en este último resultado se obtiene la ecuación del movimiento para el desplazamiento ψ de las partículas del gas:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = \frac{\rho_o}{\kappa} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}. \quad (1.8)$$

Comparando lo obtenido con la *ecuación de onda* (1.4), se ve que el desplazamiento producido por la perturbación de la presión de un gas se propaga como una onda, siendo su velocidad de propagación

$$v = \sqrt{\kappa / \rho_o}.$$

Análogamente, la ecuación de onda (1.4) puede escribirse sustituyendo el desplazamiento ψ por la presión p o la densidad ρ . Esta es la razón por la cual el sonido se identifica con una *onda de presión* en el aire, aunque también podría emplearse el término *onda de densidad*.

Las ondas sonoras son ondas longitudinales. Al propagarse las compresiones y dilataciones, el desplazamiento de las partículas del gas es paralelo a la dirección de propagación de la onda. En los líquidos, el sonido tiene el mismo carácter de onda de densidad longitudinal.

En los sólidos, al soportar éstos tensiones de corte, también son posibles desplazamientos perpendiculares a la propagación. Estas ondas transversales no modifican la densidad del medio y su velocidad de propagación es menor que la de las longitudinales.

Velocidad del sonido

El movimiento ondulatorio en un gas no implica intercambios de calor en su seno. Las partículas del gas ejecutan sus oscilaciones en un tiempo muy breve comparado

con el requerido para la transmisión del calor. Por consiguiente, la propagación del sonido es un proceso adiabático.

En condiciones adiabáticas³, el módulo de elasticidad es $\kappa = \gamma p$ donde γ es una magnitud adimensional propia del gas, relacionada con sus calores específicos. Para muchos gases diatómicos, $\gamma \simeq 1,4$.

En función del parámetro γ , la velocidad del sonido es

$$v = \sqrt{\gamma p_o / \rho_o}.$$

donde p_o y ρ_o son los valores en ausencia de perturbaciones. Para una onda sonora en el aire, p_o es la presión atmosférica. Empleando la ecuación de los gases ideales⁴ la anterior ecuación para la velocidad del sonido refleja la dependencia con la temperatura

$$v = \sqrt{\gamma R T / \mu} = \beta \sqrt{T},$$

donde R es la constante de los gases ideales, μ la masa molar del gas y $\beta = \sqrt{\gamma R / \mu}$. Experimentalmente, para $T = 273,15$ K (0°C), la velocidad del sonido en el aire es $v = 331,45$ m/s. De aquí se obtiene el valor $\beta = 20,055$ (en las unidades convenientes del Sistema Internacional). Por tanto, expresando la temperatura en K,

$$v \simeq 20,055 \sqrt{T} \text{ m/s}.$$

Este resultado concuerda con los valores experimentales para grandes intervalos de temperatura, y puede aplicarse en la práctica para calcular la velocidad del sonido a temperatura ambiente. Por ejemplo, a 15°C la velocidad del sonido en el aire es 340 m/s aproximadamente.

Presión Acústica

Cuando el sonido se propaga en el aire hay que diferenciar entre la presión dinámica p asociada a la perturbación acústica y la presión atmosférica p_o o presión estática. A la diferencia entre estos valores

$$P = p - p_o.$$

se le denomina *presión acústica* P .

Para la presión acústica también se verifica la ecuación de onda, con la velocidad de propagación discutida anteriormente. Para que un sonido sea audible, la variación de presión acústica debe estar comprendida entre 2×10^{-4} y $200 \mu\text{bar}$ ⁵. Esta última presión es la máxima que el oído humano puede soportar sin sufrir daños.

³En una transformación adiabática $pp^{-\gamma} = \text{cte}$.

⁴ $p/\rho = RT/\mu$, donde μ es la masa molar del gas.

⁵1bar=10⁶ dinas/cm²=10⁵ Pa, 1atm=1,013 bar

Si la onda sonora es armónica el desplazamiento será de la forma

$$\psi = \psi_o \cos\left[\frac{2\pi}{\lambda}(x - vt)\right],$$

donde λ es la longitud de onda y v la velocidad de propagación. La presión acústica verifica

$$P = p - p_o = -\kappa \frac{\partial \psi}{\partial x} = -\kappa \frac{2\pi}{\lambda} \psi_o \sin\left[\frac{2\pi}{\lambda}(x - vt)\right].$$

Teniendo en cuenta que $v = \sqrt{\kappa/\rho_o}$ y que para una onda armónica de longitud de onda λ la frecuencia es $f = v/\lambda$, la presión acústica se puede expresar como

$$P = -P_o \sin\left[\frac{2\pi}{\lambda}(x - vt)\right] \Rightarrow P_o = 2\pi v \rho_o f \psi_o,$$

donde con esta última relación entre P_o y ψ_o se puede obtener la correspondencia entre presiones acústicas y desplazamientos de las partículas asociado a la propagación del sonido.

Por ejemplo, para $f = 400$ Hz, el sonido más débil que se puede oír corresponde a una presión acústica máxima $P_o \simeq 8 \times 10^{-6}$ Pa. La correspondiente amplitud de desplazamiento, tomando para la densidad del aire $\rho_o = 1,29$ kg/m³ y para $v = 345$ m/s, es

$$\psi_o = \frac{P_o}{2\pi v \rho_o f} = 7,15 \times 10^{-11} \text{ m} \sim 10^{-10} \text{ m} = 1 \text{ \AA}.$$

Esta amplitud es del orden de las dimensiones moleculares.

1.4. Intensidad acústica

Una fuente acústica comunica energía al medio circundante. Esta energía mecánica, asociada a las vibraciones de las partículas del medio, se propaga de la misma forma que la sobrepresión P .

Hasta ahora, la onda sonora considerada es geoméricamente plana: en los planos perpendiculares a la dirección de propagación la presión acústica es homogénea en cada instante. Dichos planos se denominan *frentes de onda*.

Para una de estas ondas planas, que además sea armónica, se define la intensidad acústica I como la energía mecánica que atraviesa, en la unidad de tiempo, la unidad de área perpendicular a la propagación. Se puede demostrar que en este caso la intensidad acústica máxima es

$$I_o = \frac{P_o^2}{2v\rho_o}.$$

Ondas esféricas

Las ondas planas son un modelo sencillo que permite investigar las propiedades básicas del sonido. Sin embargo, las fuentes de radiación sonora, en la práctica, dan lugar a ondas que no son planas. Una fuente sonora que pueda considerarse puntual, emite ondas esféricas. Estas perturbaciones poseen frentes de onda que son superficies esféricas cuyo centro común se sitúa en la fuente sonora.

Aunque geoméricamente las ondas planas y las esféricas son muy diferentes, matemáticamente su expresión es similar. Sea r la distancia de un punto respecto de la fuente emisora. La presión acústica asociada a la propagación del sonido es

$$P = \frac{1}{r} F(r - vt) .$$

donde F es una función viajera que se propaga con velocidad v , y cuya forma matemática depende del tipo de perturbación producida por la fuente.

La variable espacial r juega para la onda esférica un papel análogo al de la coordenada x para una onda plana. Sin embargo, el factor $1/r$ implica una disminución de la amplitud de la onda inversamente proporcional a la distancia a la fuente de emisión de la onda. La velocidad de propagación está dada por la misma expresión obtenida para las ondas planas.

La experiencia muestra que la presión acústica procedente de una fuente puntual decrece con la distancia a la misma, incluso en ausencia de obstáculos. La justificación de este decaimiento sonoro con la propagación se puede encontrar en la conservación de la energía transportada por la onda.

Sea W la potencia acústica (energía acústica por unidad de tiempo) que emite una fuente sonora. Para una onda esférica la intensidad I se define en cada punto del frente de onda como la energía que por unidad de tiempo atraviesa un elemento de superficie de dicho frente.

La energía que atraviesa en la unidad de tiempo una esfera de radio r centrada en la fuente es también W . Por la definición de I , se verifica que

$$W = 4\pi r^2 I .$$

donde $4\pi r^2$ es el área de la esfera de radio r . Por tanto,

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} ,$$

donde se observa que la intensidad del sonido decrece con el cuadrado de la distancia.

1.5. Tono y timbre

Además de la intensidad y la duración, el sonido posee los atributos comúnmente conocidos como tono y timbre. El tono de un sonido permite, al que lo percibe, clasificarlo como “grave” o “agudo”. El timbre es una propiedad del sonido que permite diferenciar dos sonidos que poseen el mismo tono.

Por ejemplo, dos instrumentos musicales pueden emitir una misma nota musical. En ese caso, los sonidos que proceden de los dos instrumentos poseen el mismo tono. Sin embargo, el oído es capaz de distinguir el instrumento que produjo cada nota. Se dice que el sonido de cada instrumento musical posee un timbre diferente.

Para comprender el origen físico de los fenómenos acústicos asociados al tono y al timbre, debe recurrirse al análisis de Fourier del sonido.

Sólo los sonidos producidos por diapasones o por otras fuentes artificiales son “puros”. Por sonido puro se entiende el que está formado por una sola onda armónica de frecuencia f_o bien determinada.

Un sonido puro sólo posee el armónico fundamental y su duración debe ser muy larga, ya que, en teoría, un armónico es una oscilación sinusoidal de duración infinita. En la práctica no existen estos armónicos aislados: la duración real de cualquier sonido es finita y, además, cuando un cuerpo vibra siempre emite una superposición de oscilaciones de diferentes frecuencias, además de la fundamental.

El tono de un sonido está relacionado con la frecuencia fundamental f_o del sonido. El valor de esta frecuencia en Hz mide el valor exacto del tono del sonido. También puede medirse el tono en unidades de longitud empleando la longitud de onda. En efecto, si f_o es la frecuencia fundamental

$$\lambda_o = v/f_o.$$

es la longitud de onda del armónico fundamental. Si la velocidad de propagación del sonido v va en m/s y f_o en Hz, λ_o irá en m.

El timbre de un sonido depende de la cantidad e intensidad de los armónicos que acompañan al tono fundamental. Cuando un sonido tiene una duración muy larga y se repite periódicamente⁶, el armónico fundamental viene acompañado por otros cuya frecuencia f es múltiplos de la principal f_o :

$$f = nf_o, \quad n = 2, 3, \dots$$

Además, la intensidad de cada uno de estos sobretonos decrece al aumentar la frecuencia. Es decir, el sobretono n contribuye menos que el $n-1$ y así sucesivamente.

⁶Por duración larga se entiende que el periodo de la perturbación es muy pequeño comparado con la duración.

Se dice que un sonido periódico tiene un espectro discreto:

$$f_o, 2f_o, 3f_o, \dots$$

Si se expresa el tono empleando la longitud de onda, el espectro anterior es

$$\lambda_o, \frac{\lambda_o}{2}, \frac{\lambda_o}{3}, \dots$$

Es decir, la longitud de onda de los sobretonos va disminuyendo.

Si el sonido tiene una duración limitada, como el conseguido percutiendo una sola vez la membrana de un tambor, se denomina pulso o tren de ondas. En este caso, a la frecuencia principal o tono del sonido, se superpone un conjunto de armónicos cuya frecuencia f varía de manera continua dentro del intervalo que va de 0 a ∞ . Se dice entonces que un pulso sonoro posee un espectro continuo.

En la práctica, la frecuencia se restringe a un intervalo (f_1, f_2) , donde está incluida f_o . El valor $f_2 - f_1$ determina el ancho de banda del espectro. Dentro de ese rango, la frecuencia f toma todos los valores posibles.

El análisis de Fourier demuestra que existe una relación cuantitativa aproximada que relaciona ancho de banda y la duración de un pulso sonoro. El producto de ambas cantidades es una constante. Si el pulso es muy breve, su descomposición en armónicos posee un rango de frecuencias muy grande; y si el pulso es muy largo, su banda será muy estrecha.

1.6. Parámetros acústicos fundamentales

El sonido, en general, es toda onda de presión que se propaga no sólo en el aire, sino en cualquier fluido (líquido o gas) o sólido. Desde el punto de vista de la percepción humana, por sonido se entiende aquella perturbación que se transmite por un medio material y produce una sensación sonora al provocar las vibraciones de la membrana auditiva.

El sistema nervioso humano solo es sensible a aquellos sonidos puros cuya frecuencia esté comprendida entre 20Hz y 20 kHz. Es decir, el oído humano sólo será excitado por las componentes armónicas de un sonido que se encuentren en esa banda. La banda de audición, igual que la banda del espectro visible, es diferente para otros animales.

Los sonidos inaudibles cuyos componentes superan los 20kHz reciben el nombre de *ultrasonidos*. Por debajo de los 16 Hz se habla de *vibraciones*, ya que, aunque no pueden ser oídas, pueden ser percibidas por medio del tacto.

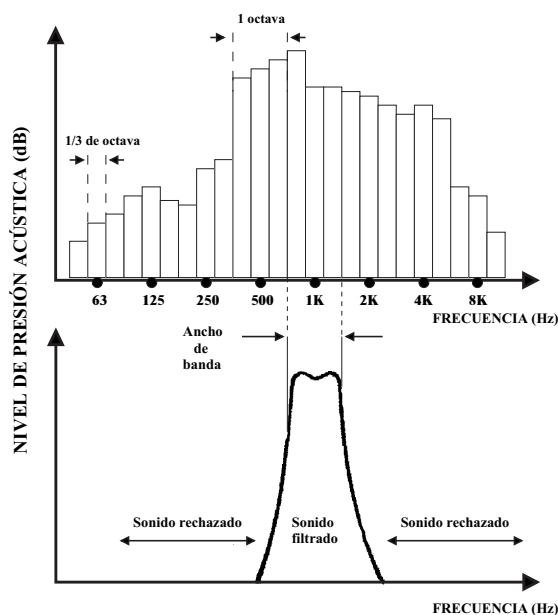


Figura 1.5: Análisis de octavas de un sonido con múltiples componentes armónicas.

Análisis en bandas de octava

En un sonido procedente de una fuente acústica real, la energía se reparte entre los diferentes tonos puros que lo componen. De la misma forma, el nivel de presión acústica de un sonido complejo se distribuye entre sus diferentes componentes armónicas o tonos puros.

En la práctica, para efectuar el análisis de un sonido en sus diferentes frecuencias, se divide la gama audible (20 Hz, 20 kHz) en secciones o bandas. El ancho de banda de estas secciones puede ser de una octava o de un tercio de octava. Por octava se entiende un intervalo del espectro en el que la frecuencia más alta dobla a la más baja.

Por ejemplo, una banda cuya frecuencia central sea 1000 Hz cubre un rango de frecuencias desde los 707 a los 1414 Hz.

La denominación de octava procede de la escala diatónica musical. Si se toman ocho notas consecutivas de dicha escala, cubrirán justamente un intervalo de una octava. El tono de la octava nota será el doble que el de la primera.

Un tercio de octava cubre un intervalo donde la frecuencia más alta es 1,26 veces la frecuencia más baja.

Para cubrir el intervalo de las frecuencias audibles suele efectuarse el análisis de bandas de octava tomando las frecuencias centrales de las bandas según la secuencia: 125, 250,...,8000 Hz. Por encima de los 8000 Hz puede tomarse una octava más,

Fuente acústica	125	250	500	1000	2000	4000	8000	L_{PA}
Sierra circular, cortando madera	70	76	84	88	98	98	96	103
Trituradora de piedra	70	75	86	90	92	86	75	96
Grupo hidráulico	65	80	96	92	88	83	75	99
Cizalla cortando aluminio	65	76	86	88	88	93	92	97
Atornillador neumático	75	85	90	92	94	95	90	100
Clavar clavos sobre madera	70	75	80	86	88	90	92	98
Remachadora	72	83	95	100	96	90	84	103
Entre molinos de cemento	80	90	97	100	99	97	80	104
Compresor	82	80	80	85	80	78	70	90
Compresor insonorizado, a 2 m	60	68	72	72	74	70	68	79
Sala de máquinas de un barco	86	92	97	98	97	92	84	104

Tabla 1.1: Niveles de presión acústica en dBA analizados por bandas de octava. Las frecuencias centrales van en Hz y L_{PA} es el nivel ponderado total de vibración.

centrada en 16 kHz. Por debajo de los 125 Hz, se toman las octavas centradas en 63 y 31,5 Hz.

Debe tenerse en cuenta que la anchura de cada banda de octava es diferente. Por ejemplo, la banda centrada en 1 kHz cubre desde 707 a 1414 Hz, mientras que la banda contigua centrada en 2 kHz cubre un intervalo de frecuencias doble.

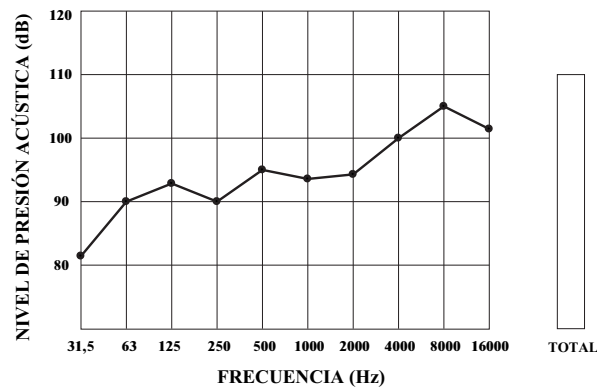


Figura 1.6: Niveles de presión acústica para las frecuencias centrales de las diversas bandas de octava, durante la perforación de una roca. El nivel de presión acústica total (110 dB) es la suma logarítmica de los niveles de las distintas bandas. La banda principal corresponde a 8000 Hz(105 dB).

El análisis de octavas se efectúa en la práctica (fig.1.5) mediante un sonómetro que mide los niveles de presión acústica, al que se acopla un filtro que no deja pasar más que los sonidos cuyas frecuencias están dentro de una banda seleccionada, cuyo ancho es una octava o un tercio de octava.

Los niveles de presión acústica de cada banda de octava pueden evaluarse en dBA, y a partir de su suma logarítmica se obtiene el nivel de presión acústica total (fig. 1.6). El resultado del análisis de octavas del nivel de presión sonora de diversas fuentes acústicas se recoge en la tabla 1.1.

Escala logarítmica. Decibelios

Cuando el rango de variación de una magnitud física M es muy amplio, se emplea una escala logarítmica para expresar su valor. Esta escala logarítmica necesita, para ser definida, un valor de referencia M_r arbitrario. Por tanto, dicha escala aporta una unidad de medida relativa -no absoluta- de la magnitud M .

Se define el *nivel* de la magnitud M , respecto de una referencia arbitraria M_r , como

$$L_M = 10 \log \frac{M}{M_r} \text{ (dB)}.$$

El nivel es una medida logarítmica cuya unidad es el dB (decibelio o decibel).

Por ejemplo, sea la magnitud M que tiene un rango de variación desde 10 y 10^5 , en las unidades adecuadas. Si se toma arbitrariamente $M_r = 10$, el nivel de M variará entre 0 y 40 dB. Si la referencia se hubiese tomado en $M_r = 100$, el nivel variaría entre -10 y 30 dB. El intervalo de variación sigue siendo 40 dB, aunque ahora el extremo inferior del intervalo es negativo.

Siempre que el valor de la magnitud M sea menor que el de referencia M_r , su nivel L_M será negativo. En la práctica, se suele escoger M_r de forma que los niveles en dB sean positivos.

Niveles de intensidad y presión acústica

La intensidad acústica I es la energía que por unidad de tiempo atraviesa una unidad de superficie perpendicular a la dirección de propagación del sonido. Cuanto mayor es la intensidad acústica, mayores son las compresiones y dilataciones que sufre el aire al propagarse el sonido.

Para definir el nivel de intensidad acústica

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_r} \text{ (dB)},$$

es necesario escoger un valor de referencia I_r . Se toma arbitrariamente

$$I_r = 10^{-12} \text{ W/m}^2 = 1 \text{ pW/m}^2.$$

Sin embargo, el nivel de intensidad acústica no coincide con el nivel sonoro percibido. Dos sonidos de diferentes frecuencias e intensidad pueden producir la misma sensación de intensidad en el observador humano medio. Se dice entonces que los dos sonidos tienen la misma *sonoridad*.

La presión acústica P es la diferencia entre la presión dinámica asociada a la perturbación sonora y la presión hidrostática en ausencia del sonido. En el caso del sonido en el aire, esta última es la presión atmosférica en equilibrio.

Por tanto, P es la variación que sufre la presión atmosférica al propagarse el sonido. De la misma forma que la intensidad acústica I , la presión acústica se mueve en un rango muy amplio, por lo que en la práctica se introduce el *nivel de presión acústica*

$$L_P = 10 \log \frac{P^2}{P_r^2} = 20 \log \frac{P}{P_r} (\text{dB}),$$

siendo P_r la presión de referencia, correspondiente al umbral de audición a 1000 Hz. Por tanto $P_r = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$.

El valor del nivel L_P medido en un punto del espacio dependerá de la potencia de emisión de la fuente sonora, de la distancia a la misma, de las condiciones de propagación y del ruido de fondo.

De la misma forma que puede coincidir la sonoridad de dos perturbaciones de diferente intensidad y frecuencia, un mismo nivel de presión acústica puede ser percibido con mayor o menor intensidad según sea la frecuencia del sonido.

Sonoridad

Para cuantificar la aparente igualdad de intensidad entre dos sonidos de frecuencias e intensidades acústicas diferentes, se introduce el concepto de curva isofónica. Estas curvas son una representación de los sonidos que tienen la misma sonoridad.

Para representar dichas curvas se toma un diagrama cartesiano con la presión acústica P (o el nivel L_P en dB) en ordenadas y la frecuencia del sonido en abscisas (fig. 1.7). Un punto en este diagrama se corresponde con un sonido puro de frecuencia e intensidad acústica bien definidas. El conjunto de puntos (sonidos) que poseen la misma sonoridad describen una curva isofónica. A todos los sonidos de una misma isofónica se les atribuye un número de *fonos* o *fonios* coincidente con el número de dB que tenga el sonido con $f = 1000 \text{ Hz}$ perteneciente a dicha curva.

Por tanto, de la figura 1.7, se deduce que sonidos de diferente frecuencia, y misma presión acústica, aportan al oyente la misma sensación sonora. En dicha figura se observa, por ejemplo, que un oyente medio asigna la misma sonoridad a un sonido de 1000 Hz y 40 dB de presión acústica que a otro de 31.5 Hz y 75 dB.

El nivel de sonoridad en fones coincide con el nivel de intensidad acústica en dB para aquellos sonidos con $f = 1000 \text{ Hz}$. Para otras frecuencias el nivel de sonoridad no coincide con el nivel de intensidad acústica. Por ejemplo, el sonido más débil que puede percibirse a 400 Hz se corresponde con una intensidad acústica

$$I = 7,19 \text{ pW/m}^2 \Rightarrow L_I = 8,57 \text{ dB}.$$

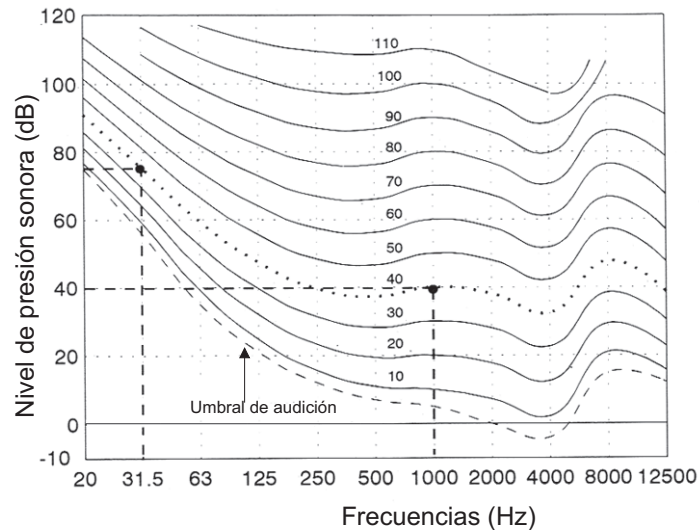


Figura 1.7: Curvas isofónicas para un oyente medio sin problemas auditivos. El nivel de presión acústica en dB se refiere al umbral de audición a 1000 Hz.

El sonido propuesto se encuentra sobre la misma curva que el de 0 dB y 1000 Hz, por tanto, el primero tiene una sonoridad de 0 fones.

La curva isofónica con el nivel de sonoridad 0 se denomina umbral de audición, y da los niveles de intensidad acústica mínima audible para cada frecuencia. Como esta isofónica para 1000 Hz da un nivel de 0 dB, el valor $I_r = \text{pW/m}^2$ se corresponde con el umbral de audición a 1000 Hz. La curva isofónica correspondiente a la máxima sonoridad que soporta el oído humano sin sufrir daños irreversibles se denomina umbral del dolor.

La sonoridad también se mide empleando como unidad de medida el *sonio* o *son*. Un sonio se define como la sonoridad de un sonido puro de 1000 Hz con un nivel de presión acústica de 40 dB. Esta escala de sonoridad es subjetiva y se establece de tal manera que un sonido con una sonoridad de 2 sones es dos veces más sonoro que el sonido de referencia de 40 dB de 1 sonio; 4 sones son cuatro veces más sonoros que 1 sonio, etc.

Aunque la escala así establecida es lineal (proporcional al estímulo percibido) al doblar la sonoridad de un sonido expresada en sonios, se obtiene un aumento aproximado de 10 dB en el nivel de presión acústica.

De acuerdo con la definición de sonio, un sonido de 1 sonio se corresponde con un nivel de sonoridad de 40 fonios; y un cambio doble de la sonoridad expresada en sones implica un aumento de 10 fones en el nivel de sonoridad.

Ponderación A

Los ensayos demuestran que un sonido alcanza con mayor facilidad el umbral del dolor cuando mayor sea su componente en altas frecuencias. Por tanto, al medir el nivel de presión acústica, éste debe ponderarse en función de la frecuencia para ajustar la medida a la percepción humana.

En la práctica, al medir el nivel de presión acústica con un sonómetro, debe acoplarse a dicho instrumento un filtro ponderador. Convencionalmente, estos filtros se denominan A,B,C,... La ponderación se efectúa sumando o restando el número adecuado de dB al nivel de presión del sonido según sea su frecuencia.

La fig. 1.8 muestra las curvas de ponderación de estos filtros. El filtro tipo A proporciona una ponderación similar a la del oído humano: atenúa las bajas frecuencias, no modifica el entorno de 1000 Hz y amplifica los sonidos entre 2000 y 4000 Hz.

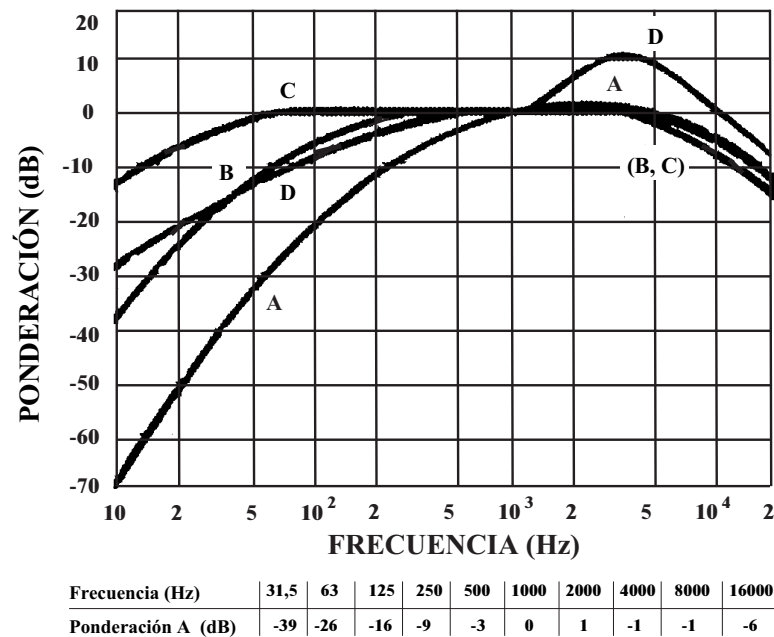


Figura 1.8: Curvas de ponderación normalizadas para sonómetros. Se muestra el aumento o la reducción en dB que proporcionan los filtros A, B, C y D.

El nivel de presión acústica ponderado por medio de un filtro A, se denomina nivel de presión acústica A, y se mide en decibelios A (dBA). Como ejemplo, considérese un sonido de 500 Hz con nivel de presión acústica $L_P = 50$ dB. El nivel en dBA será $L_{PA} = (50 - 3)$ dB = 47 dB.

Nivel de potencia acústica

La potencia acústica W es la cantidad de energía acústica emitida por una fuente sonora en la unidad de tiempo. El sonido se propaga en todas direcciones a partir del punto emisor, dando lugar a frentes de onda esféricos, cuya intensidad acústica decrece con el cuadrado de la distancia a la fuente.

La potencia acústica es una característica de cada fuente emisora, independiente de cual sea la posterior propagación del sonido producido o las condiciones en las cuales éste será percibido.

La potencia acústica es el parámetro adecuado para comparar la intensidad del sonido de diferentes fuentes. En la tabla 1.2 se muestra la estimación aproximada de emisión acústica para diferentes fuentes sonoras. El rango de variación de esta magnitud cubre un intervalo de 10^{16} pW, desde el tic-tac de un reloj de pulsera (10^{-12} W) hasta el estruendo de un volcán en erupción (10^4 W).

Potencia acústica (W)	L_{WA} en dBA	Fuente sonora
10^4	160	Volcán en erupción
1000	150	Tormenta con truenos
100	140	Avión a reacción
10	130	Fuegos de artificio
1	120	Motocicleta sin silenciador
0, 1	110	Perforadora neumática
0, 01	100	20 metros de autovía
0, 001	90	Automóvil
10^{-4}	80	Trituradora
10^{-5}	70	Extractor
10^{-6}	60	Conversación ordinaria
10^{-7}	50	Radio a poco volumen
10^{-8}	40	Lavadora
10^{-9}	30	Frigorífico
10^{-10}	20	100 relojes
10^{-11}	10	10 relojes
10^{-12}	0	tic-tac de un reloj

Tabla 1.2: Potencia acústica estimada para diversas fuentes sonoras. El nivel de potencia acústica ponderado va en dBA, referido a 1 pW.

Los valores típicos de la energía acústica radiada por las diferentes fuentes de la tabla 1.2 son pequeños comparados con la potencia de las fuentes luminosas. Por ejemplo, 100 W es la potencia luminosa de una lámpara doméstica, mientras que 100 W acústicos se corresponden con el ruido de los motores de un avión a reacción. Si una persona se sitúa a menos de un metro de una fuente acústica de 100 W, puede sufrir la rotura del tímpano. Por tanto, aunque las potencias acústicas son menores que las luminosas, son más agresivas para el observador humano.

La potencia acústica, dado su amplio rango de variación, se maneja en la práctica empleando una escala logarítmica con referencia $W_r = 1 \text{ pW}$. Así, el nivel de potencia acústica es

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_r} (\text{dB}) .$$

La potencia acústica de referencia se corresponde con un nivel de 0 dB. En la tabla 1.2 no se refleja L_W sino L_{WA} , que es el nivel de potencia acústica ponderado de una fuente sonora y se expresa en dBA. Este nivel ponderado se calcula a partir del nivel de presión acústica L_{PA} en dBA, teniendo en cuenta la distancia a la fuente, el ruido de fondo y las condiciones de propagación del sonido.

El rango de variación del nivel de potencia acústica ponderado es 0-160 dBA, mientras que el de potencia acústica era $1 - 10^{16} \text{ pW}$. Nuevamente, en la práctica, es mucho más manejable la expresión de dBA de la potencia de una fuente sonora.

Índice y factor de directividad

En general, una fuente sonora no emite radiación acústica en todas las direcciones por igual. Para cuantificar en qué dirección emite más energía se utilizan dos parámetros íntimamente relacionados.

El índice de directividad (DI) en una determinada dirección, es la diferencia entre el nivel de presión acústica en un punto dado (L_{PA1}) y el nivel promedio que correspondería a este punto si la fuente sonora fuera omnidireccional (L_{PA}), es decir, si la radiación fuese esférica y uniforme. El índice de directividad se expresa en dBA:

$$DI = L_{PA1} - L_{PA} (\text{dBA}) .$$

El factor de directividad (Q), en una determinada dirección, es el cociente entre la presión acústica registrada en un punto P_1 y la presión P que correspondería a ese punto si la emisión sonora fuera omnidireccional

$$Q = \frac{P}{P_1} \Rightarrow \log Q = \frac{1}{10} (L_{P1} - L_P) .$$

Si se emplean los niveles ponderados de presión acústica,

$$\log Q = \frac{1}{10} (L_{PA1} - L_{PA}) \Rightarrow DI = 10 \log Q .$$

En el caso de una fuente omnidireccional

$$DI = 0 \quad \text{y} \quad Q = 1 .$$

Tanto el índice de directividad como el factor de directividad dependen de la distancia del punto de observación a la fuente. Al ir midiéndolos en puntos cada vez más alejados de la fuente, marcados a lo largo de una dirección fija, los valores se irán acercando a $DI = 0$ ó $Q = 1$. Si las medidas se hicieran en puntos cercanos y equidistantes a la fuente, los valores de DI o Q podrían variar sensiblemente.

Disminución del nivel acústico con la distancia

Además de la direccionalidad de la emisión sonora, la percepción del sonido, en ausencia de obstáculos, depende de la distancia a la fuente del sonido.

Considerando una emisión distribuida homogéneamente en todas direcciones a partir de una fuente puntual ($Q = 1$), el nivel de presión acústica disminuye con la distancia a la fuente. En dBA, el nivel de presión L_{PA} disminuye en 6 dBA cada vez que se duplica la distancia y en 20 dBA cada vez que la distancia se multiplica por diez.

En el caso de una fuente lineal rectilínea, los frentes sonoros son cilíndricos y su eje coincide con la fuente. Ejemplos de este tipo de fuente son una tubería, una línea de ventiladores o una autopista. El nivel de presión acústica ahora sólo se reduce en 3 dBA cada vez que se duplica la distancia y en 10 dBA si la distancia se multiplica por 10.

1.7. Reflexión del sonido

La reflexión del sonido da lugar al fenómeno conocido comúnmente como “eco”. Considérese una perturbación acústica que se propaga a través de cierto material y que incide perpendicularmente sobre una superficie plana que marca la frontera de separación con otro medio. Se produce entonces el fenómeno de la reflexión acústica: parte –o toda, según las circunstancias– de la perturbación incidente “rebota” en la superficie frontera; es decir, al alcanzar dicha superficie, parte del sonido retrocede propagándose en sentido contrario.

Impedancia acústica

Sea una onda sonora plana y armónica de frecuencia f que se propaga según una dirección bien determinada. Se define la impedancia de una de estas ondas como el cociente entre la presión acústica y la velocidad de las partículas que vibran al propagarse el sonido

$$Z = \frac{P}{V},$$

donde $V \neq v$ (velocidad de propagación del sonido).

Si la onda es armónica, tanto P como V tienen la misma dependencia temporal sinusoidal, por tanto su cociente es una constante cuyo valor es

$$Z = \rho_o v,$$

siendo ρ_o el valor de la densidad del medio en ausencia de propagación y v la velocidad del sonido. Como la onda considerada es plana, la impedancia es la misma en todos los puntos de un frente de ondas.

La impedancia caracteriza la respuesta del medio a la excitación acústica, indicando cual es la sobrepresión necesaria para lograr una determinada velocidad de vibración de las partículas. La impedancia, además, depende de la temperatura y otros condicionantes termodinámicos.

Además de las ondas planas armónicas son de especial interés las ondas esféricas armónicas, es decir, las ondas que partiendo de un punto, propagan regularmente en todas direcciones una vibración periódica sinusoidal. La relación de la presión sonora y la velocidad de oscilación de las partículas da de nuevo la impedancia de la onda. En este caso, Z debe entenderse como la resistencia que opone el medio a la oscilación armónica en un punto del frente de ondas esférico de radio r .

Se puede demostrar que para una onda esférica la impedancia es

$$Z = \frac{iKr}{1 + iKr} \rho_o v,$$

donde $K = 2\pi/\lambda$ (λ longitud de onda) es el *número de ondas*. Como se observa en la fórmula, la impedancia es función de la distancia r a la fuente acústica. Además, Z es una magnitud compleja. Si se observa el frente de ondas esférico en puntos muy alejados de la fuente, su impedancia tiende a la de una onda plana. (Físicamente, los frentes planos de radio muy grande tienen una curvatura muy pequeña, lo que está de acuerdo con este último resultado.)

Se puede hacer un paralelismo entre las impedancias acústicas y las eléctricas. Una onda plana es equivalente a una resistencia óhmica de valor $\rho_o v$. Si la onda es esférica, su impedancia se puede imaginar compuesta de la conexión en paralelo de una resistencia óhmica $\rho_o v$ con una bobina de autoinducción $\rho_o r$.

Reflexión en superficies límite

En todos los problemas que tengan relación con el control de los niveles acústicos, la reflexión de una onda sonora en la superficie límite de dos medios diferentes juega un papel decisivo.

Considérese, para estudiar el fenómeno de una manera más sencilla, una onda plana armónica de frecuencia f que incide perpendicularmente sobre una superficie también plana. Los medios que separa dicha superficie se denominarán 1 y 2. Se supondrá que la propagación se realiza según el eje OX positivo y que la superficie límite es el plano $x = 0$.

Tras propagarse por el medio 1 e incidir sobre el plano separador, parte de la onda se refleja y parte se transmite al medio 2. Como la onda incidente es armónica, las ondas reflejada y transmitida serán también armónicas con la misma frecuencia.

Sean P_{oi} , P_{or} y P_{ot} las presiones acústicas máximas de las ondas incidente, reflejada y transmitida respectivamente. Y sean Z_1 y Z_2 las impedancias de los dos medios.

En la superficie límite deben cumplirse las condiciones de continuidad

$$P_{oi} + P_{or} = P_{ot} \text{ igualdad de fuerzas ,}$$

$$\frac{P_{oi}}{Z_1} - \frac{P_{or}}{Z_1} = \frac{P_{ot}}{Z_2} \text{ continuidad del movimiento .}$$

En la última ecuación se ha tenido en cuenta que la onda reflejada invierte el sentido de la vibración de las partículas.

Por consiguiente, se deducen los factores de reflexión \mathcal{R} y transmisión \mathcal{T} :

$$\mathcal{R} = \frac{P_{or}}{P_{oi}} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} ,$$

$$\mathcal{T} = \frac{P_{ot}}{P_{oi}} = \frac{2Z_2}{Z_2 + Z_1} .$$

Con la que queda claramente establecida la impedancia como la magnitud que gobierna la reflexión y transmisión de la onda sonora.

El factor de reflexión \mathcal{R} indica la relación entre las presiones acústicas de la onda reflejada y la onda incidente. Su valor máximo es $\mathcal{R} = 1$ para $Z_2 = \infty$. Es decir, si $Z_1 \ll Z_2$, $\mathcal{R} \simeq 1$. El valor $\mathcal{R} = 0$ se corresponde con $Z_1 = Z_2$, cuando no hay superficie de separación al ser 1 y 2 el mismo medio.

El factor de transmisión \mathcal{T} relaciona la presión acústica de la onda transmitida y la de la onda incidente. Para $Z_2 = Z_1$ se obtiene $\mathcal{T} = 1$ puesto que entonces la onda transmitida es simplemente la onda propagada. Para el caso de reflexión total $Z_2 \gg Z_1$ (o $Z_2 = \infty$), $\mathcal{T} = 2$. Esto parece imposible a simple vista, pero debe tenerse en cuenta que aunque $P_{ot} = 2P_{oi}$, al ser la impedancia Z_2 muy alta, la velocidad de las partículas en el medio 2 será pequeña, lo que dará una baja transmisión de la energía.

Para evitar estos problemas, en lugar del factor de reflexión se usa el *grado* o *coeficiente de absorción* del sonido para definir la propiedad reflectante de las superficies. Esta magnitud se define como la fracción de energía incidente que no es reflejada. Como la energía sonora para una armónica plana es proporcional al cuadrado de la presión sonora, se aplica la ecuación

$$\alpha = 1 - \mathcal{R}^2 . \quad (1.9)$$

La expresión “grado de absorción” quizá no esté bien elegida, ya que la parte de energía no reflejada y transmitida al segundo medio no tiene que ser absorbida por éste necesariamente.

De todas formas para la acústica de recintos (acústica arquitectónica) esto carece de importancia, ya que sólo interesa el campo sonoro en el interior del recinto considerado y, por lo tanto, sólo son relevantes las componentes sonoras que son reflejadas por las paredes.

1.8. Amortiguación del sonido

El sonido, como ya se ha explicado, involucra el desplazamiento de las moléculas del medio por el cual se propaga. Pero este desplazamiento se debe a un movimiento colectivo ordenado en el cual todos los átomos de un pequeño volumen experimentan esencialmente el mismo desplazamiento. A este movimiento ordenado se superpone la agitación molecular en los líquidos y gases.

El resultado neto es que la intensidad del sonido se amortigua porque parte de la energía acústica se disipa en los choques entre las moléculas del medio. Esta amortiguación dependerá de la naturaleza del medio y de sus condiciones físicas, y es un fenómeno asociado exclusivamente a la propagación.

Sea una onda plana armónica de frecuencia f (o longitud de onda $\lambda = v/f$) que se propaga por un medio absorbente. Ahora la ecuación de onda no describe completamente la propagación, es necesario corregir los resultados teniendo en cuenta la energía acústica disipada.

Cuando se estudió la propagación de la onda plana armónica sin incluir la amortiguación se vio que la intensidad acústica permanecía constante. Al tener en cuenta las pérdidas, un sonido de intensidad inicial I_i , tras reconocer una distancia x , poseerá una intensidad I menor. Si se supone que la tasa de variación de la intensidad acústica con la distancia recorrida es proporcional a aquella, la intensidad $I(x)$ debe verificar la ecuación diferencial

$$\frac{dI}{dx} = -CI,$$

siendo su solución

$$I = I_0 e^{-Cx},$$

donde C es una constante característica del medio. En general, C depende de la frecuencia del sonido. Para algunos fluidos, se tienen resultados empíricos:

$$C_{\text{aire}} = \frac{1,16 \times 10^{-4}}{\lambda^2} \text{ (cm}^{-1}\text{)},$$

$$C_{\text{agua}} = \frac{2,63 \times 10^{-6}}{\lambda^2} \text{ (cm}^{-1}\text{)}.$$

También se utiliza el valor

$$C' = \frac{\ln 24}{C} \text{ (cm)},$$

que representa la distancia que ha de recorrer el sonido en el medio para que su intensidad se reduzca a la mitad.

Al considerar la propagación libre del sonido por un medio (en ausencia de obstáculos), debe tenerse en cuenta que la amortiguación depende de la frecuencia

$$C = \text{cte} \times f^2,$$

lo que implica mayores pérdidas en las componentes de alta frecuencia. De este modo, al cabo de cierta distancia los sonidos graves predominarán sobre el resto de componentes armónicas.

1.9. Absorción y aislamiento del sonido

El sonido en el aire se propaga de manera diferente en campo libre que en el interior de un recinto. A cierta distancia de una fuente sonora y en campo libre, la intensidad acústica depende de la geometría de la fuente, de la directividad de ésta y de las pérdidas asociadas a la amortiguación.

Cuando el sonido se propaga dentro de un recinto, se comporta de distinta manera que en campo libre. Al chocar los frentes acústicos con las paredes que delimitan el recinto, parte de la energía se transmite a través de ellas hacia el exterior y parte permanecerá en el interior aumentando el nivel acústico.

Es importante, por tanto, analizar lo que ocurre cuando una onda incide sobre una pared (fig. 1.9). La energía del sonido incidente (I_i), al encontrarse con el obstáculo, se reparte en tres componentes energéticas principales: reflejada (I_r), transmitida (I_t) y disipada (I_d).

La energía reflejada (I_r) es la parte que, tras incidir sobre la pared, vuelve hacia el mismo lado de donde procedía. El coeficiente de reflexión se define como

$$r = \frac{I_r}{I_i}.$$

La energía transmitida (I_t) es la que consigue atravesar el obstáculo y pasar al otro lado. El coeficiente de transmisión es

$$\tau = \frac{I_t}{I_i}.$$

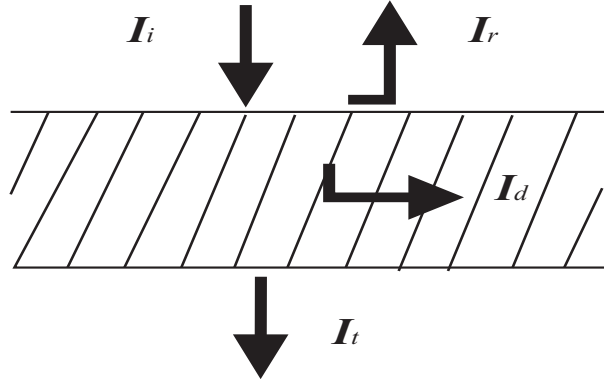


Figura 1.9: Balance de energía acústica cuando una pared se interpone en la propagación del sonido.

La energía disipada verifica

$$I_d = I_i - I_r - I_t.$$

Esta energía está asociada a la amortiguación de intensidad que sufre el sonido al propagarse con pérdidas por un medio. Si se considera absorbida toda la energía que no vuelve al mismo lado en que se encuentra la fuente acústica, incluida la energía transmitida (energía absorbida, $I_a = I_t + I_d$), el coeficiente o grado de absorción definido en (1.9) verifica

$$\alpha = \frac{I_t + I_d}{I_i} = \frac{I_a}{I_i} \Rightarrow \alpha + r = 1. \quad (1.10)$$

La última igualdad expresa que la energía incidente es igual a la suma de la absorbida y la reflejada.

Si la pared se interpone entre el observador y la fuente acústica, se habla de aislamiento acústico. En el interior de una habitación con gruesas paredes de hormigón, el *aislamiento* acústico es muy bueno. Sin embargo, si el observador y la fuente se encuentran del mismo lado de la pared, respecto de la energía acústica que aquél recibe, se habla de *absorción* acústica.

En el interior de la habitación de gruesas paredes, la absorción será pobre dada la reflexión del sonido en las paredes. Sin embargo, en campo libre y sin pared, el amortiguamiento acústico es grande (la reflexión es nula) mientras que el aislamiento es nulo.

Para conseguir el aislamiento y la absorción simultáneamente es necesario combinar dos paredes. En el caso propuesto las paredes de hormigón, deberían recubrirse con gruesas capas de corcho. Las cámaras anecoicas son recintos de gruesas paredes aislantes interiormente recubiertas de material absorbente.

Los materiales absorbentes más empleados son los materiales blandos (fibrosos y de poro abierto). Por el contrario, los materiales aislantes deben ser pesados y, si es posible, flexibles (plomo, hormigón, acero, vidrio, etc.).

El coeficiente de absorción acústica (1.10) tiene sus valores entre 0 (absorción nula) y 1 (absorción máxima). Los valores de este coeficiente dependen principalmente de la clase de material, de su espesor, de la frecuencia del sonido incidente y del ángulo de incidencia.

Para medir la capacidad aislante de un material se emplea el índice de aislamiento acústico R . Este índice mide la reducción de la energía acústica de un sonido que se propaga por el aire cuando atraviesa un material. Su expresión matemática es

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} = 10 \log \frac{I_i}{I_t}.$$

Siendo τ el coeficiente de transmisión. Como R es una medida logarítmica del aislamiento, su unidad es el dB.

El índice de aislamiento acústico R es proporcional a la constante de amortiguación C y al espesor del material que compone la pared. Por tanto, R depende de la frecuencia del sonido. En general, el índice de aislamiento acústico es mayor para las frecuencias altas, aunque para ciertas frecuencias críticas, esta ley puede no cumplirse.

El índice R de un material homogéneo puede estimarse mediante la fórmula

$$R = 15 \log m, \quad (1.11)$$

siendo m la masa por unidad de superficie del material (kg/m^2). Efectuando este cálculo se obtiene un índice medio, correspondiente aproximadamente a la frecuencia de 1000 Hz. Para frecuencias mayores, se suman 3 dB al índice dado por la fórmula (1.11) al pasar de 1000 Hz a 2000 Hz; otros 3 dB al pasar de 2000 Hz a 4000 Hz y así sucesivamente. Para frecuencias menores se restan 3 dB al pasar de 1000 Hz a 500 Hz; otros 3 dB de 500 Hz a 250 Hz; y así sucesivamente.

Por ejemplo, para un material cuya densidad superficial es $m = 100 \text{ kg}/\text{m}^2$, el índice de aislamiento acústico es

$$R = 15 \log m = 30 \text{ dB}.$$

Si ahora se quiere saber el valor de R para 2000 Hz

$$R = 30 \text{ dB} + 3 \text{ dB} = 33 \text{ dB}.$$

Estas estimaciones proporcionan siempre un valor inferior al real, lo que proporciona un margen de seguridad, salvo para las frecuencias críticas o de resonancia. Para estas frecuencias los materiales pierden capacidad aislante hasta en 10 dB.

Para finalizar, se puede sintetizar que para conseguir la absorción acústica son necesarios materiales blandos porosos y fibrosos, mientras que para el aislamiento se debe interponer masa en el camino del sonido.

1.10. Tiempo de reverberación

Cuando se considera la intensidad sonora en el interior de un recinto producido por una fuente interna, hay que tener en cuenta la intensidad procedente de la reflexión del sonido en las paredes. Sobre un observador incide el sonido inicialmente emitido por la fuente, así como el procedente de las sucesivas reflexiones en las paredes.

Por ejemplo, con un coeficiente de absorción del 10 % son necesarias más de 20 reflexiones para que la energía primitiva de una señal sonora se reduzca en unos 10 dB, es decir, a una décima parte.

La disminución de la amplitud inversamente proporcional a la distancia, que ocurre siempre al aire libre, no se produce en un recinto cerrado, ya que el sonido es conservado por las paredes. La disminución de la amplitud inversamente proporcional a la distancia se observa sólo en las proximidades del foco sonoro, mientras que a mayor distancia domina un nivel sonoro constante y determinado a causa de las múltiples reflexiones en las paredes.

Para poder determinar la intensidad que produce un foco sonoro de una determinada potencia en un recinto cerrado necesitamos, por lo tanto, una medida para la elevación del nivel sonoro producida por la reflexión en las paredes del recinto. Esta medida es el tiempo de reverberación T_R .

Se define como el tiempo durante el cual la energía sonora, en el interior del recinto, se reduce a una millonésima del valor inicial (60 dB) después de desconectar el foco sonoro. El tiempo de reverberación depende de la capacidad de absorción media de las superficies que limitan el recinto, y también del volumen, pues en un recinto pequeño las reflexiones se suceden muy seguidas, y esto produce una rápida atenuación de la energía sonora.

Para el cálculo del tiempo de reverberación se procede como sigue: se sustituye, en primer lugar, la capacidad total de absorción del recinto por una superficie de ventana equivalente A . En el sentido de la acústica arquitectónica, la superficie de una ventana abierta tiene grado de absorción $\alpha = 1$, ya que toda la energía que incide sobre la ventana es radiada hacia el exterior y, por tanto, no es reflejada en el recinto.

La superficie de la ventana A , o superficie de absorción equivalente del sonido de un recinto, viene dada por

$$A = \sum \alpha_i S_i,$$

en la que α_i representa el grado de absorción del sonido en las superficies parciales de área S_i . Cuando las áreas S_i se expresan en m^2 la superficie de absorción equivalente se obtiene en *Sabines*. El Sabine es la unidad de absorción del sonido. Equivale a la absorción de una superficie de 1 m^2 perfectamente absorbente ($\alpha = 1$).

La sustitución de la capacidad de absorción del recinto por una superficie completamente absorbente, de extensión A , aun en el caso de paredes reflectantes ideales, únicamente conduce a tiempos de reverberación iguales cuando el campo sonoro es suficientemente difuso y, por lo tanto, la disposición de las superficies de absorción no juega ningún papel. Esta condición puede considerarse satisfecha siempre que el recinto sea grande en todas direcciones, en comparación con la longitud de onda del sonido, o cuando en su interior se encuentran obstáculos que dispersan el sonido.

Sea E_o la energía acumulada por unidad de volumen en un recinto cuando en su interior encuentra un foco sonoro que emite permanentemente con potencia acústica W .

Como se suponen las paredes del recinto perfectamente reflectantes, en estado estacionario, la potencia que sale a través de la ventana A tiene que ser igual a la potencia W de la fuente emisora. La potencia que sale a través de la ventana se calcula multiplicando la superficie de la misma, A , por la intensidad acústica I en el plano de la superficie de la ventana. Si E_o es la densidad de energía acústica almacenada por unidad de volumen en el interior del recinto y v es la velocidad de propagación del sonido, se tiene que

$$I = E_o v ,$$

para una onda plana emitida de manera continua. Si esta onda incide sobre una pared de área A perfectamente absorbente y perpendicular a la dirección de propagación del sonido, la potencia acústica absorbida será $E_o v A$. Como en el problema del recinto las ondas no son planas, el balance energético a través de las paredes es más complejo.

Suponiendo que en el recinto todas las direcciones son equivalentes, la intensidad incidente en la superficie de ventana A será $E_o v / 2$. La velocidad de propagación en la dirección normal a la ventana es $v \cos \delta$, siendo δ el ángulo formado por la dirección de propagación y la normal a la superficie. El promedio de todos los ángulos (semiesfera) da como velocidad media $v / 2$. Por lo tanto

$$I = \frac{1}{4} E_o v \Rightarrow W = \frac{1}{4} E_o v A ,$$

ya que la potencia emitida por la fuente es igual a la potencia absorbida por la ventana ideal de área A .

De este modo

$$E_o = \frac{4W}{Av} , \quad (1.12)$$

es la energía almacenada en el recinto por unidad de volumen cuando la fuente emite en régimen permanente. La densidad de energía que se establece en el recinto es, por tanto, inversamente proporcional al valor absoluto de la superficie de absorción.

Según la ecuación (1.12), se puede tener la impresión de que sería posible disminuir el nivel sonoro en un recinto todo lo que se deseara por medio de paredes

recubiertas de materiales absorbentes. Según las hipótesis hechas previamente, esto solo es posible en tanto exista realmente un nivel sonoro estacionario independiente del lugar. Si se hicieran, por ejemplo, todas las paredes completamente absorbentes, de todos los focos sonoros se propagarían ondas esféricas, en las cuales la presión acústica es inversamente proporcional a la distancia al foco. El nivel producido en el lugar de medida por estas ondas esféricas no estorbadas, no puede rebajarse por ninguna medida en las paredes.

La zona dentro de la cual no es posible disminuir el nivel sonoro modificando el recubrimiento de las paredes del recinto, está dada por el radio del sonido. Por radio del sonido se entiende la distancia D al foco sonoro en la que el nivel de la onda esférica sin perturbar sería igual que el nivel estacionario dentro del recinto.

Si se disminuye, por lo tanto, el nivel estacionario por absorción en las paredes, se aumenta el radio del sonido. Por este motivo, a veces, se separa el sonido directo en el cálculo de la reverberación. En este caso, hay que sustituir en la ecuación (1.12) A por $A/(\alpha - 1)$, en el que α es el grado medio de absorción del sonido de las superficies que limitan el recinto.

Para obtener la ecuación (1.12) no se ha separado el sonido directo. Más allá del radio D del sonido, separar el sonido directo en los cálculos aporta una corrección despreciable.

Para el cálculo del tiempo de reverberación T_R tenemos que considerar la resonancia del recinto después de suprimir el foco sonoro. Si llamamos E al contenido total instantáneo de energía en el recinto, dE/dt es la energía que marcha a través de la ventana y E/V la densidad de energía en ese momento, siendo V el volumen del recinto. De la ecuación (1.12) se deduce para la energía consumida, la ecuación diferencial

$$\frac{dE}{dt} = -\frac{EA v}{4V}.$$

La solución de esta ecuación es

$$E = E_a \exp\left(-\frac{Av}{4V}t\right),$$

donde E_a es la energía por unidad de volumen en el recinto tras suprimir el foco sonoro. Es esta última, se deduce el tiempo T_R en el cual disminuye el nivel unos 60 dB:

$$T_R^{\text{sab}} = 0,163 \frac{V(\text{m}^3)}{A(\text{Sab})} \text{ (s)}.$$

Debido a que esta fórmula fue deducida en primer lugar por Sabine por otro camino, al tiempo de reverberación calculado con ella se le llama tiempo de reverberación de Sabine. El tiempo de reverberación de Sabine se diferencia de otros tiempos de reverberación en que aquí no se tiene en cuenta la discontinuidad del proceso de reverberación, sino que se acepta para simplificar, que el nivel disminuye

en todo el recinto, regular y continuamente. Para tiempos de reverberación demasiado pequeños, o recintos no demasiado grandes, la suposición está plenamente justificada.

En el cálculo de la reverberación, se partió de la hipótesis de que la pérdida de energía en el recinto aparece exclusivamente en la reflexión en las paredes. Esta suposición es perfectamente admisible para frecuencias medias y bajas. Para frecuencias altas, sin embargo, el tiempo de reverberación en recintos grandes está influido apreciablemente por la absorción del aire.

Capítulo 2

Fundamentos de vibraciones

2.1. Introducción

Uno de los movimientos más importantes que se pueden observar en la naturaleza es el movimiento oscilatorio o también llamado vibratorio, entendiéndose por tal el movimiento de una partícula material o de un sólido rígido de manera periódica alrededor de una posición de equilibrio. La experiencia muestra que la vibración es un movimiento ubicuo: está en circuitos electrónicos, terremotos, cristales moleculares, átomos y núcleos, estructuras mecánicas. El movimiento de un péndulo o de un cuerpo en el extremo de un resorte es oscilatorio, pero es que a su vez los átomos del sólido están vibrando y las propias moléculas del aire vibran permitiendo recibir la onda sonora que producen esos elementos.

Si del trabajo como ingenieros se trata, hay que tener presente que la mayor parte de las vibraciones que aparecen en máquinas y estructuras son indeseables, ya que aumentan los esfuerzos y tensiones sobre los materiales y producen pérdidas de energía. Hay que considerar además los efectos relativos a alteraciones fisiológicas que producen, bien por manifestarse como ruidos audibles, bien por las consecuencias negativas que la transmisión de las vibraciones al cuerpo humano pueden provocar. Por ello deben realizarse diseños adecuados que las eliminen o reduzcan al máximo. A medida que las estructuras se van haciendo más ligeras y las máquinas trabajan a más alta velocidad el control y análisis de las vibraciones mecánicas adquiere más relevancia.

Pero no siempre en el trabajo de ingeniería las vibraciones son un problema: la caracterización de materiales a través de la respuesta vibratoria de los mismos constituye una de las técnicas no destructivas más importantes. La determinación de constantes elásticas de los materiales, su estado de fatiga o la detección de defectos puede realizarse excitando al material y analizando su modo de respuesta.

Dentro de los movimientos vibratorios hay que distinguir dos tipos generales de vibración:

- **Rectilínea** o de traslación. Puede aparecer como **longitudinal**, por compresión o extensión alternativa de barras, cables o muelles, o como **transversal** o lateral, por movimiento alternativo de vigas en dirección perpendicular a su eje elástico. Tiene dimensiones de longitud y su unidad de medida habitual es mm o μm .
- **Torsional** o de rotación, resultado del movimiento circular en ejes. Es adimensional y suele medirse en radianes o grados.

Se estudiarán aquí con detalle los fundamentos teóricos del movimiento vibratorio con un grado de libertad, por ser el más sencillo de comprender. Posteriormente, se dan unas nociones sobre cómo extender el problema al caso de varios grados de libertad.

Se entiende por oscilación de una partícula con un grado de libertad a cualquier movimiento en que la coordenada x (o θ en torsional) verifica que $x(t + T) = x(t)$, siendo T un tiempo característico denominado **periodo**. La aparición de este movimiento se debe a la separación de la partícula de su posición de equilibrio estable, de modo que tiende a volver a su posición debido a las fuerzas de restitución. Al alcanzar ese valle de potencial con una cierta velocidad, la partícula supera esta posición, repitiéndose el movimiento indefinidamente. Si el movimiento es mantenido únicamente por estas fuerzas de restitución (elásticas en un muelle, gravitatorias en un péndulo) se denomina **vibración libre** y el movimiento resultante es un **movimiento armónico simple** (MAS). Si se aplica una fuerza externa a la partícula (fuerza que en uno de los casos más interesantes de estudiar es periódica), el movimiento se denomina **vibración forzada**. Si las fuerzas de rozamiento pueden considerarse despreciables, se dice que las vibraciones son **no amortiguadas**. En la realidad, todas las vibraciones son amortiguadas, pudiendo decrecer poco a poco la amplitud de las vibraciones o ser una amortiguación lo suficientemente elevada para evitar cualquier oscilación, regresando la partícula a su posición de equilibrio.

Estudiaremos el caso de un sistema masa-resorte como ejemplo más clásico de sistemas con un grado de libertad, aunque al final del capítulo se extenderá el estudio a sistemas en rotación.

2.2. Vibración libre no amortiguada. Dinámica del m.a.s.

Consideremos el caso en que una partícula de masa m está mantenida únicamente por fuerzas de restitución (figura 2.1), esto es,

$$F = -kx, \quad (2.1)$$

siendo x la posición respecto al punto de equilibrio y k una constante.

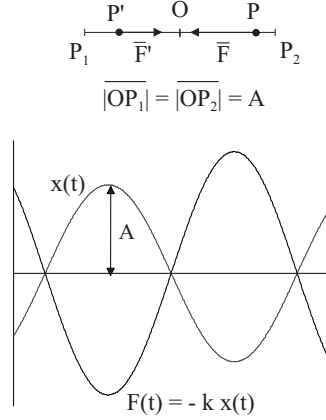


Figura 2.1: Movimiento armónico simple.

Aplicando la segunda ley de Newton

$$F = m\ddot{x} , \quad (2.2)$$

e igualando, queda

$$m\ddot{x} + kx = 0 , \quad (2.3)$$

o bien,

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 , \quad (2.4)$$

en la cual

$$\omega_n = \sqrt{k/m} , \quad (2.5)$$

se denomina **frecuencia natural del sistema**. La ecuación 2.4 es una ecuación diferencial de segundo orden. Resolviendo la ecuación, haciendo $x = x_0 e^{\lambda t}$ y sustituyendo, conduce a la ecuación característica

$$\lambda^2 + \omega_n^2 = 0 , \quad (2.6)$$

de valores propios imaginarios,

$$\lambda = \pm \omega_n i = \pm \sqrt{\frac{k}{m}} i , \quad (2.7)$$

La solución de 2.4 es, por tanto, de la forma

$$x(t) = c_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 e^{\lambda_2 t} , \quad (2.8)$$

o bien, transformando las raíces imaginarias conjugadas, con las fórmulas de Euler,

$$x(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sen \omega_n t , \quad (2.9)$$

siendo C_1 y C_2 las dos constantes de integración que se obtienen de las condiciones iniciales del movimiento. La ecuación 2.9 suele expresarse más habitualmente como

$$x(t) = A \sen(\omega_n t + \varphi_0) = A \cos(\omega_n t + \varphi'_0) , \quad (2.10)$$

con

$$A^2 = C_1^2 + C_2^2, \quad \tan \varphi_0 = \frac{C_1}{C_2}, \quad \varphi'_0 = \varphi_0 - \frac{\pi}{2}. \quad (2.11)$$

A los valores A y φ_0 se les conoce como **amplitud** y **fase inicial** de la vibración. Un ejemplo característico de partícula en movimiento armónico simple es el de un cuerpo supuesto puntual, de masa m , unido a un resorte de masa despreciable y constante k (figura 2.2).

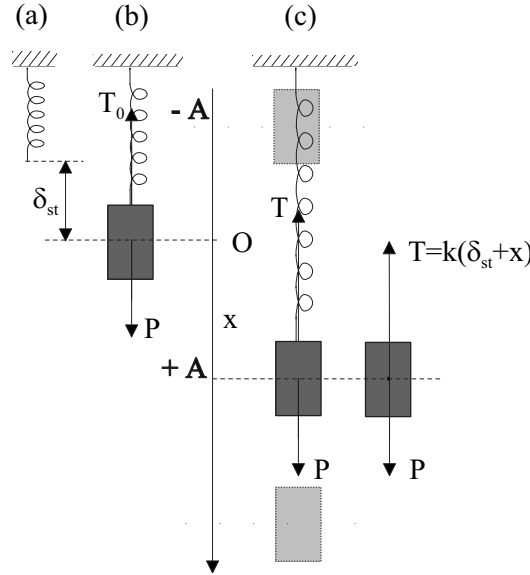


Figura 2.2: Sistema masa-resorte en vibración libre.

La fuerza recuperadora característica de la vibración libre es una fuerza conservativa. Su energía potencial es

$$E_p = kx^2/2. \quad (2.12)$$

Al actuar únicamente fuerzas conservativas la energía mecánica se conserva. Efectivamente,

$$E_m = mv^2/2 + kx^2/2 = \frac{1}{2}m(A\omega_n \cos(\omega_n t + \varphi_0))^2 + \frac{1}{2}k(A \sin(\omega_n t + \varphi_0))^2, \quad (2.13)$$

y teniendo en cuenta el valor de ω_n ,

$$\frac{1}{2}kA^2 \cos^2(\omega_n t + \varphi_0) + \frac{1}{2}kA^2 \sin^2(\omega_n t + \varphi_0) = \frac{1}{2}kA^2, \quad (2.14)$$

constante e independiente de la posición del móvil.

La figura 2.3 muestra la ley parabólica $kx^2/2$ que sigue la energía potencial para una energía total dada $kA^2/2$. Este potencial tiene un solo punto de equilibrio O para $x = 0$, estable, oscilando la partícula en torno a él hasta el límite dado por la intersección de la línea $\overline{P_1P_2}$ con la parábola, constituyendo la región un pozo de potencial en torno a O . Los límites coinciden con los valores $\pm A$ de la amplitud de la oscilación, en los cuales E_p alcanza el máximo valor. La energía cinética sigue

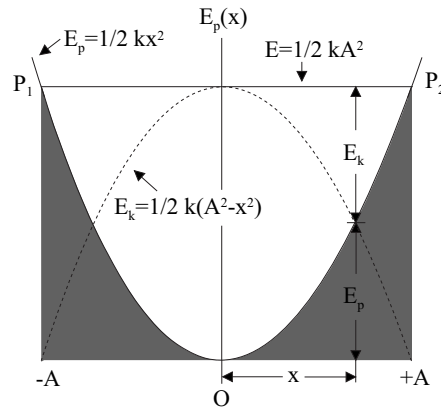


Figura 2.3: Energía del movimiento armónico simple

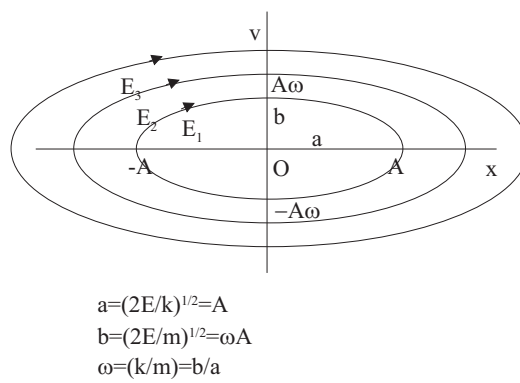


Figura 2.4: M.A.S. en el espacio de las fases

también una ley parabólica cuyo valor máximo coincide con el mínimo de energía potencial.

Esta expresión de la energía mecánica permite representar el movimiento armónico en el **espacio de las fases** o de **estados** (v en función de x , figura 2.4). Así

$$E = \frac{1}{2}kx^2 + \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}kA^2, \quad (2.15)$$

puede escribirse como

$$\frac{k}{2E}x^2 + \frac{m}{2E}v^2 = 1, \quad (2.16)$$

que representa una elipse en el espacio de las fases de centro O , punto de mínima energía potencial, que constituye un punto de equilibrio estable de tipo centro o punto elíptico. Cuanto más grande sea la energía, mayor será la elipse.

2.3. Vibración libre amortiguada

Supongamos que además de la fuerza recuperadora existe otra fuerza contraria a la velocidad y de módulo proporcional a la misma (**rozamiento viscoso**). La mayoría de las oscilaciones amortiguadas, en casos lineales, pueden ser estudiadas con este modelo, aunque en situaciones reales pueden aparecer potencias superiores de la velocidad.

Aplicando la segunda ley de Newton,

$$-kx - c\dot{x} = m\ddot{x} \implies m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0. \quad (2.17)$$

Haciendo $\gamma = c/2m$ y $\omega_n = \sqrt{k/m}$, se tiene

$$\ddot{x} + 2\gamma\dot{x} + \omega_n^2 x = 0, \quad (2.18)$$

ecuación diferencial lineal de segundo orden, homogénea. Haciendo $x = x_0 e^{\lambda t}$ se llega a la ecuación característica, cuyas raíces son

$$\lambda = -\gamma \pm \sqrt{\gamma^2 - \omega_n^2}. \quad (2.19)$$

Denominando **frecuencia natural amortiguada** a $\omega_\gamma = \sqrt{\gamma^2 - \omega_n^2}$, se tiene como solución general de la ecuación 2.18

$$x(t) = c_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 e^{\lambda_2 t} \quad (2.20)$$

con $\lambda_1 = -\gamma + i\omega_\gamma$ y $\lambda_2 = -\gamma - i\omega_\gamma$ y c_1 y c_2 dos constantes de integración relacionadas con los valores iniciales.

En función del valor de γ se pueden distinguir tres casos:

- $\gamma > \omega_n$, **sobreamortiguamiento**. λ_1 y λ_2 son reales, negativas y distintas. La solución es la función real:

$$x(t) = c_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 e^{\lambda_2 t} \quad (\lambda_1 < 0, \lambda_2 < 0), \quad (2.21)$$

tendiendo la abscisa a cero cuando el tiempo transcurre indefinidamente (figura 2.5). El sistema regresa a su posición de equilibrio sin producirse oscilaciones (ω_γ es imaginaria).

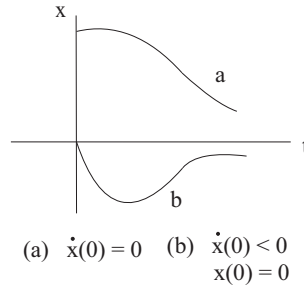


Figura 2.5: Respuesta de un sistema sobreamortiguado

- $\gamma = \omega_n$, **amortiguamiento crítico**. $\lambda_1 = \lambda_2 = -\gamma = -\omega_n$, raíz real, doble y negativa. La solución es de la forma:

$$x(t) = (c_1 + c_2 t) e^{-\gamma t}, \quad (2.22)$$

nuevamente no oscilante (figura 2.6). Al valor de c para el cual se obtiene esta solución se le denomina amortiguamiento crítico, $c_c = 2m\omega_n$.

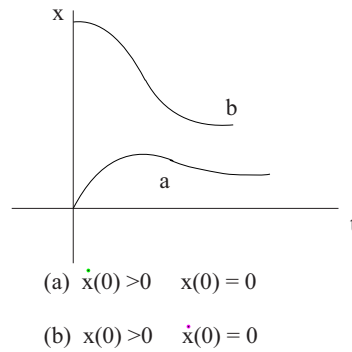


Figura 2.6: Respuesta de un sistema con amortiguamiento crítico

- $\gamma < \omega_n$, **amortiguamiento subcrítico**. λ_1 y λ_2 son raíces imaginarias conjugadas, siendo ω_γ real. La solución de la ecuación diferencial puede expresarse de la forma:

$$x(t) = A e^{-\gamma t} \sin(\omega_\gamma t + \phi), \quad (2.23)$$

movimiento senoidal de amplitud modulada exponencialmente y decreciente con el tiempo (tanto más rápidamente cuanto mayor es γ), de frecuencia ω_γ (figura 2.7).

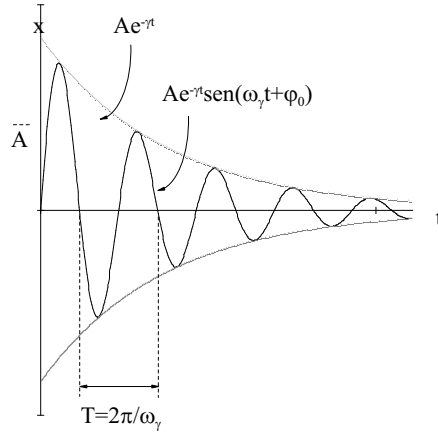


Figura 2.7: Respuesta de un sistema con amortiguamiento subcrítico

Realmente no es un movimiento periódico, al decaer la amplitud exponencialmente con $e^{-\gamma t}$, aunque la separación entre dos máximos consecutivos es constante y su valor es $T = 2\pi/\omega_\gamma$. Del valor de ω_γ , puede verse que T es tanto mayor que el periodo de vibración del movimiento no amortiguado, cuanto mayor es γ . A la constante de tiempo $\tau = 1/\gamma$ se le denomina **tiempo de relajación** o vida media del oscilador.

La energía mecánica del oscilador viene dada por

$$E = \frac{1}{2}kx^2 + \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}m(\omega_n^2 x^2 + (\dot{x})^2), \quad (2.24)$$

no conservativa, al disminuir la amplitud de la oscilación con el tiempo, produciéndose pérdidas debido a la acción de las fuerzas viscosas. La pérdida de energía relativa en un “periodo” puede calcularse a partir de dos valores consecutivos de x y \dot{x} , resultando ser

$$\frac{E(t + \tau) - E(t)}{E(t)} = -(1 - e^{-2\gamma T}). \quad (2.25)$$

A menudo suelen expresarse los casos anteriores en función del **ratio de amortiguamiento**,

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{\gamma\omega_n} = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}}. \quad (2.26)$$

De este modo el caso crítico se tiene para $\zeta = 1$, produciéndose oscilaciones para valores de $\zeta < 1$.

2.4. Vibraciones no amortiguadas con excitación armónica

Supongamos que junto a la fuerza recuperadora existe una fuerza externa, que supondremos senoidal, caso muy común en ingeniería, de amplitud constante y fre-

cuencia ω (figura 2.8). Aplicando la segunda ley de Newton:

$$-kx + F_0 \sin \omega t = m\ddot{x} , \quad (2.27)$$

o bien,

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t . \quad (2.28)$$

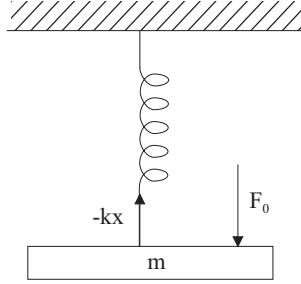


Figura 2.8: Vibración forzada sin amortiguamiento

La solución de la ecuación es la suma de la solución de la ecuación homogénea (caso de vibración libre) más una solución particular de 2.28, que puede suponerse del tipo $x_0 \sin \omega t$. Sustituyendo en 2.28, se obtiene

$$x_0 = \frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2} = \frac{F_0/k}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} . \quad (2.29)$$

El valor $x_{st} = F_0/k$ representa la deformación estática del resorte bajo la carga constante F_0 . La solución de la ecuación 2.28 queda:

$$x(t) = A \sin(\omega_n t + \phi) + \frac{x_{st}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \sin \omega t . \quad (2.30)$$

La vibración es resultado de la superposición de dos movimientos senoidales de diferentes frecuencias, y no es, por tanto, un movimiento armónico. El primer término de 2.30 corresponde a la vibración libre de frecuencia ω_n , sólo dependiente de la constante k del resorte y de la masa m del cuerpo. Suele denominarse **vibración transitoria**, pues tiende a ser amortiguada rápidamente por las fuerzas viscosas anteriormente estudiadas. El segundo término corresponde a la **vibración estacionaria**, mantenida permanentemente por la fuerza aplicada F_0 a la frecuencia forzada ω . La amplitud de esta segunda vibración depende de la razón ω/ω_n , denominándose **respuesta en frecuencia** a

$$H = \frac{x_0}{x_{st}} = \frac{x_0}{F_0/k} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} , \quad (2.31)$$

Al valor absoluto de la respuesta en frecuencia, $|H|$, amplitud de la onda senoidal x_{part}/x_{st} , se le denomina **factor de amplificación**.

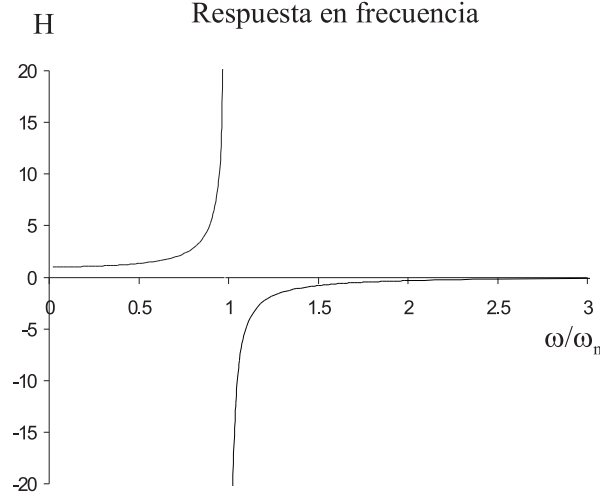


Figura 2.9: Respuesta en frecuencia de la vibración forzada no amortiguada

La figura 2.9 representa la función $H(\omega)$. En ella puede observarse la existencia de un caso crítico para $\omega/\omega_n = 1$, haciéndose teóricamente infinita la amplitud de la vibración forzada, cuando la frecuencia natural del sistema y la frecuencia de excitación coinciden (en la práctica no será infinita por existir siempre fuerzas amortiguadoras). Se dice entonces que la fuerza aplicada está en **resonancia** con el sistema. Puede observarse también que si $\omega < \omega_n$ la respuesta es positiva, siendo negativa en caso contrario. El cambio de signo experimentado indica que la vibración está en fase para frecuencias excitadoras por debajo de la frecuencia natural y en oposición de fase para frecuencias mayores.

Un caso de vibración forzada armónicamente, de especial interés práctico, se tiene cuando la amplitud de la excitación armónica F_0 es proporcional a ω^2 , como ocurre en el caso de un motor desequilibrado. El motor, al girar, presenta una fuerza centrífuga rotativa, respecto de los cojinetes, de valor $m\omega^2 e$, siendo e la excentricidad o distancia desde el centro de gravedad del motor a su eje de giro. La fuerza puede descomponerse según los ejes normales al eje del motor, dando una componente vertical $m\omega^2 e \sin \omega t$ y otra horizontal $m\omega^2 e \cos \omega t$. Considerando, por ejemplo, la componente vertical y sustituyendo en la ecuación 2.29 se tiene

$$x_0 = \frac{m\omega^2 e/k}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} = e \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}. \quad (2.32)$$

La respuesta en frecuencia, en este caso $H(\omega) = x_0/e$, puede apreciarse en la figura 2.10, en la que se observa la similitud con el caso anterior, salvo la inversión que se produce para $\omega \rightarrow 0$ y $\omega \rightarrow \infty$.

Las mismas ecuaciones gobiernan el caso de que el soporte o la fundación se

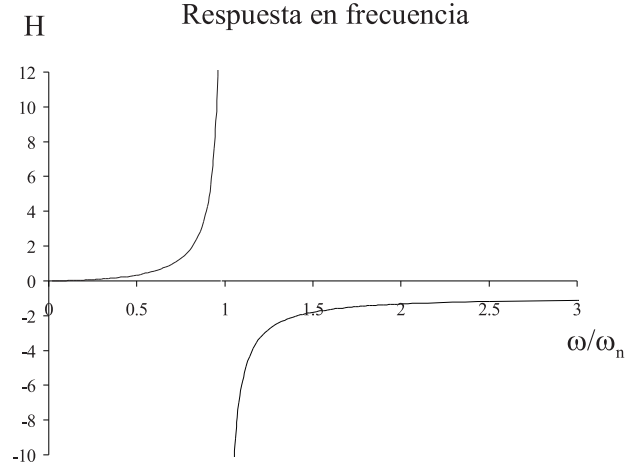


Figura 2.10: Vibración forzada proporcional al cuadrado de la frecuencia

muevan de manera armónica (por ejemplo, por una holgura mecánica excitada por el propio desequilibrio del rotor). El soporte actúa sobre la masa como una fuerza $m\omega^2 e$, siendo e , en este caso, la amplitud del movimiento del soporte. X_0 es aquí el desplazamiento relativo entre masa y soporte.

2.5. Vibraciones forzadas y amortiguadas con excitación armónica

El caso más general de vibración en el caso de sistemas con un solo grado de libertad, viene representado en la figura 2.11, en la cual puede observarse que además de las fuerzas de restitución, aparecen tanto las fuerzas amortiguadoras como la excitación externa. Aplicando la segunda ley de Newton:

$$-kx - c\dot{x} + F(t) = m\ddot{x}, \quad (2.33)$$

o bien, con $\gamma = c/2m$, y suponiendo excitación senoidal, $F(t) = F_0 \sin \omega t$,

$$\ddot{x} + 2\gamma\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t. \quad (2.34)$$

La solución de 2.34 será suma de la solución de la ecuación homogénea (caso amortiguado) y una solución particular, que puede suponerse del tipo $x_{part} = X_0 \sin(\omega t + \Phi)$. Sustituyendo en 2.28, se obtiene

$$X_0 = \frac{F_0/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\gamma^2\omega^2}} = \frac{x_{st}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.35)$$

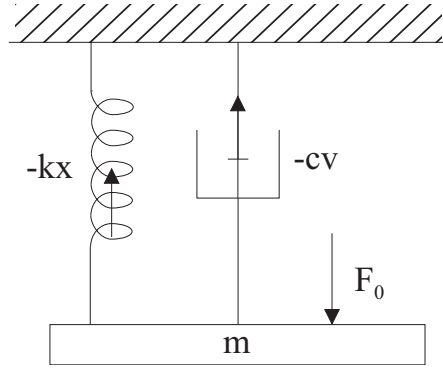


Figura 2.11: Vibración forzada y amortiguada

$$\Phi = \arctan \frac{-2\gamma\omega}{\omega_n^2 - \omega^2} = \arctan \frac{-2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}, \quad (2.36)$$

con $\Phi \in [0, -\pi]$.

Podía haberse hecho el estudio en forma compleja: la excitación armónica $F(t)$, se debe plantear en forma compleja como $F = F_0^* e^{i\omega t}$ (más precisamente, al ser una excitación real, será la parte real de dicha función). La ecuación 2.33 admite una solución particular del tipo $x = X_0^* e^{i\omega t}$ (aunque también el desplazamiento será explícitamente la parte real de la función). Tanto F_0^* como X_0^* serán cantidades complejas, para permitir desfases. Así, por ejemplo, con F_0^* real, la excitación será cosenoidal, y con F_0^* imaginario puro ($F_0^* = F_0 i = F_0 e^{i\pi/2}$), senoidal. Al sustituir en 2.33 se obtiene:

$$(-m\omega^2 + i\omega c + k)X_0 = F_0. \quad (2.37)$$

Al coeficiente de X_0 se le denomina **rigidez dinámica del sistema** k_{din} ,

$$k_{din} = k - m\omega^2 + i\omega c = k \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + 2i\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right]. \quad (2.38)$$

Suele utilizarse a menudo la cantidad inversa ($1/k$), denominada **docilidad**. Al ratio entre la docilidad dinámica y estática, se conoce como **respuesta en frecuencia** $H(\omega)$ del sistema, magnitud compleja, cuya parte real muestra la parte de la respuesta en fase con la excitación y cuya parte imaginaria representa la componente

en cuadratura:

$$\operatorname{Re}(H) = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.39)$$

$$\operatorname{Im}(H) = \frac{-2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.40)$$

$$|H| = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.41)$$

$$\Phi = \arctan \frac{\operatorname{Im}(H)}{\operatorname{Re}(H)}. \quad (2.42)$$

Análogamente a lo indicado en el apartado anterior (sin amortiguamiento), se conoce como **factor de amplificación** al módulo de la respuesta en frecuencia $|H|$. En el caso de que la amplitud de la excitación armónica dependiera de la frecuencia (por ejemplo, $F_0 = m\omega^2 r$), análogamente al apartado anterior, se obtiene

$$|H| = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.43)$$

Los valores anteriores pueden representarse en un plano complejo como vectores giratorios (figura 2.12).

Analizando 2.37 y las demás ecuaciones anteriores, puede observarse que para bajas frecuencias, el sistema está controlado por el término de rigidez estática, siendo despreciables las fuerzas de inercia, representadas por $-m\omega^2 X_0$. Esto es, la fuerza excitadora $F(t)$ está equilibrada por la fuerza elástica, tendiendo el ángulo de fase a 0° . Para frecuencias altas es, sin embargo, el término debido a las fuerzas de inercia el que compensa la excitación externa, con ángulos de fase próximos a 180° . En ambos casos, si el amortiguamiento es ligero, la respuesta del sistema puede estudiarse despreciando el amortiguamiento. Pero cuando el valor de la frecuencia excitadora ω es próxima a ω_n , las fuerzas de inercia compensan las fuerzas elásticas, y sólo la fuerza debida al amortiguamiento es capaz de compensar la excitación externa. De ahí que en esta zona el amortiguamiento del sistema nunca puede despreciarse. Para este valor de $\omega = \omega_n$, el ángulo de fase siempre es 90° , estando el movimiento y la fuerza excitadora en cuadratura.

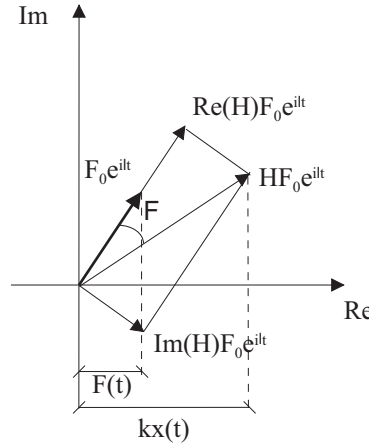


Figura 2.12: Respuesta de un sistema en el plano complejo

En la figura 2.13 se representa el factor de amplificación $|H| = k_{din}/k_{st} = X_0/x_{st}$ y la fase Φ en función de los valores de la frecuencia forzada ω .

Puede observarse que todas las curvas de amplitud están por debajo de la curva con amortiguamiento nulo, esto es, que la amplitud de la vibración disminuye con el amortiguamiento. También puede observarse que la máxima amplitud de vibración o la máxima amplificación no se produce siempre a la frecuencia natural, sino que la frecuencia para la cuál se obtiene depende del amortiguamiento. Calculando el máximo de las curvas, se pueden obtener dichos valores, que resultan ser

$$|X_0|_{max} = \frac{F_0/m}{2\gamma} \sqrt{\omega_n^2 - \gamma^2} = \frac{F_0/k}{2\zeta \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (2.44)$$

$$|H|_{max} = \frac{1}{2\zeta \sqrt{1 - \zeta^2}}, \quad (2.45)$$

a una frecuencia

$$\omega_\gamma = \sqrt{\omega_n^2 - 2\gamma^2} = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2}, \quad (2.46)$$

conocida como **frecuencia de resonancia** y que representa la frecuencia a la cuál se produce el máximo de amplitud de la oscilación o **resonancia en amplitud**. Obsérvese que este máximo sólo existe si $\zeta < 1/\sqrt{2}$ y que sólo se produce a la frecuencia natural del sistema en el caso de no amortiguamiento ($\zeta = 0$). En el caso de valores pequeños de ζ , el término $2\zeta^2$ es despreciable frente a la unidad y $\omega_\gamma \approx \omega_n$, siendo la amplitud y el factor de amplificación

$$|X_0|_{max} \approx \frac{F_0}{c\omega_n}, \quad |H|_{max} = \frac{1}{2\zeta}. \quad (2.47)$$

Al valor $1/2\zeta$ se le suele denominar **factor de calidad Q** del sistema.

En el diagrama que representa el ángulo de fase puede observarse que el efecto del amortiguamiento es únicamente el de suavizar las curvas, pero que siempre $\Phi = 90^\circ$ para $\omega = \omega_n$. Con este análisis de fase se tiene un método práctico para obtener la frecuencia natural de un sistema.

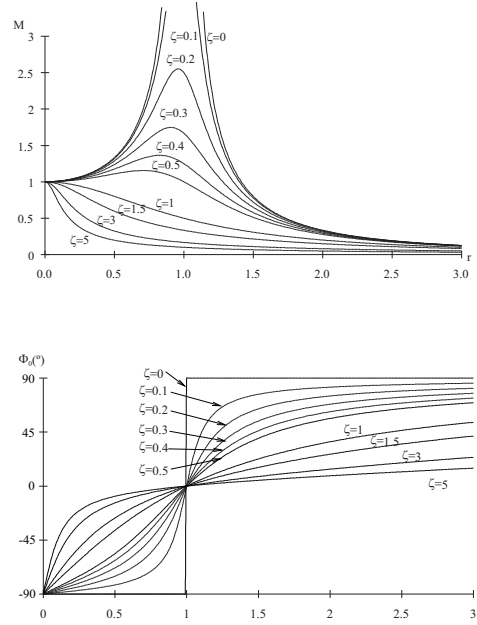


Figura 2.13: Factor de amplificación y fase en función del ratio de amortiguamiento

La solución general de la ecuación 2.34 se obtiene sumando la solución particular y la solución de la ecuación homogénea:

$$x = K^* e^{-\zeta \omega_n t} e^{i \omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t} + H(\omega) \frac{F_0}{k} e^{i \omega t}, \quad (2.48)$$

determinándose la constante compleja K^* por las condiciones iniciales. En el caso más habitual de amortiguamiento débil y expresándolo en forma senoidal

$$x(t) = A e^{-\gamma t} \sin(\omega_\gamma t + \phi) + X_0 \sin(\omega t + \Phi). \quad (2.49)$$

En ambas ecuaciones puede observarse que el movimiento se compone de dos estados:

- La **respuesta transitoria**, en los primeros instantes del movimiento, en el que se superponen la vibración amortiguada de frecuencia ω_γ y la solución particular de frecuencia ω .
- La **respuesta permanente** o **estado estacionario**, al cabo de un tiempo, en el que la solución de la ecuación homogénea prácticamente no contribuye al movimiento, quedando el sistema forzado a vibrar con una frecuencia igual a la de la excitación (aunque no necesariamente con la misma fase).

En lugar de estudiar la amplitud de la respuesta permanente, puede estudiarse su velocidad

$$v = \dot{x} = X_0 \omega \cos(\omega t + \Phi), \quad (2.50)$$

cuya amplitud, $v_0 = X_0\omega$ toma su valor máximo (teniendo en cuenta la expresión de X_0) para $\omega = \omega_n$, y su valor es

$$|v_0|_{max} = \frac{F_0/m}{2\gamma}. \quad (2.51)$$

Si la velocidad de la oscilación es máxima también lo será su energía cinética, de ahí que suele expresarse que para la frecuencia natural del sistema existe una **resonancia en velocidad** o **resonancia en energía**. En ese instante, como antes se indicó, la fuerza aplicada adelanta 90° respecto a la respuesta medida como desplazamiento, con lo que la fuerza aplicada y la velocidad de la vibración están en fase, siendo máxima la potencia que la excitación transmite al oscilador.

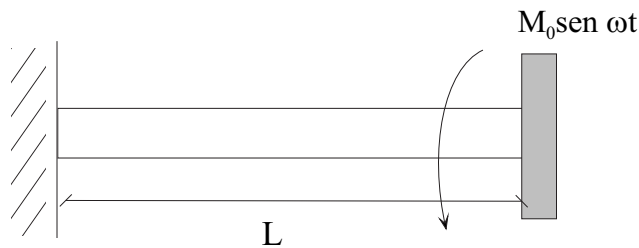
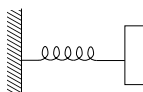
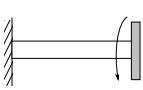


Figura 2.14: Péndulo simple de torsión

2.6. Vibraciones de sistemas en rotación

En lugar de estudiar el sistema masa-resorte representativo de un oscilador rectilíneo, puede estudiarse el caso de un oscilador torsional. Éste consiste en un cuerpo rígido con libertad para girar alrededor de un eje que pase por su centro de gravedad, limitada por su propia rigidez torsional y quizás con cierto amortiguamiento de torsión (figura 2.14).

Los problemas anteriormente planteados resultan equivalentes sin más que tener en cuenta la conocida analogía mecánica entre magnitudes de traslación y rotación:

Sistema	Desplazamiento	Masa	Rigidez	Amortiguamiento	Fuerza
	desplazamiento	masa	rigidez	amortiguamiento	fuerza
	$x[m]$	$m[kg]$	$k[N/m]$	$c[Ns/m]$	$F[N]$
	rotación	momento de inercia	rigidez torsional	amortiguamiento torsional	momento
	$\theta [rad]$	$J[kg \cdot m^2]$	$\chi[Nm/rad]$	$\Gamma[Nms/rad]$	$M[Nm]$

Así en el caso más general anteriormente estudiado, para sistemas con un grado de libertad, correspondiente al movimiento forzado amortiguado, la ecuación 2.33 se transformaría en

$$J\ddot{\theta} + \Gamma\dot{\theta} + \chi\theta = M(t) . \quad (2.52)$$

2.7. Vibraciones en sistemas con múltiples grados de libertad

Si consideramos un conjunto constituido por n masas m_i conectadas unas a otras mediante muelles lineales de constantes k_i y amortiguadores viscosos c_i , podemos emplear la notación matricial para obtener una ecuación análoga a 2.33,

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} , \quad (2.53)$$

siendo $[M]$ la matriz de masas del sistema (matriz diagonal, si todos los datos de x_i son traslaciones respecto de una misma referencia inercial), $[C]$ la matriz de amortiguamientos viscosos del sistema y $[K]$ la matriz de rigidez, que normalmente no es diagonal, aunque sí con estructura de banda. Puede lograrse que la matriz de rigidez sea diagonal, empleando coordenadas generalizadas adecuadas, pero da como consecuencia una matriz de masas no diagonal. La única excepción es el empleo de coordenadas modales, con las cuáles ambas matrices son diagonales, desacoplándose las ecuaciones resultantes.

2.7.1. Espacio de estados

Planteemos el estado de movimiento de un sistema en un instante cualquiera. En el caso de un sistema con un grado de libertad, al tratarse de una ecuación escalar de segundo orden, de la teoría de ecuaciones se deduce la necesidad de conocer la posición y la velocidad en un instante dado, para obtener la solución en cualquier otro instante. De ahí que a posición y velocidad se les conozca como **variables de estado** del sistema, aunque igualmente podrían escogerse cualquier otro par de variables relacionadas con ellas. Al espacio cuyas coordenadas son las variables de estado se conoce como **espacio de estados** o **espacio de las fases**, que en el caso de los sistemas con un grado de libertad será un plano. Los puntos $(x(t), v(t))$ representativos del estado del sistema en los diferentes instantes, definen trayectorias en este plano de estados, tal como se vio al obtener las diferentes soluciones en el caso de un grado de libertad, las cuáles definen completamente el movimiento.

En el caso de n grados de libertad, tendremos $2n$ variables de estado. La ecuación vectorial de segundo orden 2.53 puede transformarse en $2n$ ecuaciones diferenciales de primer orden, conocidas como ecuaciones de estado del sistema

$$\{\dot{z}\} = [A]\{z\} + [B]\{u(t)\} , \quad (2.54)$$

con

$$\{z(t)\} = \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{x\} \end{Bmatrix}, \quad (2.55)$$

vector de estado del sistema, y

$$[A] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K] \\ [I] & [0] \end{bmatrix}, \quad (2.56)$$

matriz dinámica del sistema.

El vector $u(t)$ representa las entradas externas al sistema (fuerzas externas, por ejemplo) y la matriz $[B]$ es la matriz de ganancias de entrada, con los coeficientes que afectan a las entradas del sistema y ajustan sus dimensiones. Así, por ejemplo, si las entradas $u(t)$ están relacionadas con las fuerzas generalizadas $F(t)$, que actúan sobre las distintas libertades del sistema mediante

$$\{F(t)\} = [T]\{u(t)\} \quad (2.57)$$

entonces la matriz $[B]$ es

$$[B] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1}[T] \\ [0] \end{bmatrix}. \quad (2.58)$$

Resulta sencillo comprobar los resultados anteriores para el caso de sistemas con un grado de libertad, y asociarlo al valor F_0/m que aparece en 2.34.

2.7.2. Modos propios en un sistema con varios grados de libertad

La ecuación homogénea asociada a la ecuación de estados 2.54, admite soluciones del tipo

$$\{z\} = \{z_0\}e^{\lambda t}, \quad (2.59)$$

en donde λ es un número complejo. Introduciendo esa solución en 2.54, se obtiene el conjunto de ecuaciones algebraicas lineales y homogéneas

$$([A] - \lambda[I])\{z_0\} = \{0\}. \quad (2.60)$$

Para obtener una solución distinta de la trivial se tiene que verificar que

$$\det([A] - \lambda[I]) = 0. \quad (2.61)$$

Se llega así a un problema de autovalores de orden $2n$, en el que los autovalores λ conducen a las frecuencias de oscilación y los ratios de decaimiento del sistema y los autovectores a los modos complejos $\{z_0\}$. Si algún autovalor es real, el modo correspondiente es no oscilante, mientras que los imaginarios (que aparecen en pares conjugados) conducen a modos oscilantes. En el caso particular de sistemas no amortiguados, la solución es siempre imaginaria y se puede expresar en la forma

$$\{x\} = \{x_0\}e^{i\omega t}, \quad (2.62)$$

apareciendo explícitamente la frecuencia de vibración, que se obtiene de la ecuación característica del problema de autovalores

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 , \quad (2.63)$$

o bien,

$$\det([M]^{-1}[K] - \omega^2[I]) = 0 , \quad (2.64)$$

de la que se obtienen las n frecuencias naturales ω_i del sistema, reales y positivas, que conducen a soluciones oscilantes no amortiguadas, modos de vibración representados por los n autovectores reales $\{q_i\}$. Transformando la exponencial compleja 2.62 en funciones trigonométricas, la solución del caso no amortiguado queda

$$\{x\} = \sum_{i=1}^n (\operatorname{Re}(C_i^*)\{q_i\} \cos(\omega_i t) - \operatorname{Im}(C_i^*)\{q_i\} \operatorname{sen}(\omega_i t)) , \quad (2.65)$$

determinándose las n constantes complejas C_i^* a partir de las $2n$ condiciones iniciales.

2.7.3. Respuesta ante excitación armónica

En el caso de que la excitación $\{F(t)\}$ sea armónica, las ecuaciones del movimiento pueden desacoplarse y el estudio se reduce a la respuesta de n sistemas lineales amortiguados desacoplados. Análogamente a como se comentó para un grado de libertad, si el amortiguamiento es débil, las respuestas son análogas a las del sistema sin amortiguar, salvo para frecuencias de excitación próximas a las frecuencias naturales, en donde el amortiguamiento gobierna el movimiento. Sin embargo, aunque la amplitud puede ser obtenida correctamente de este manera, no ocurre lo mismo con la fase. La superposición de los distintos modos de vibración, hará que al pasar por una de las frecuencias naturales, el modo correspondiente presente un desfase de 90° , pero el desfase total no será este, al sumarle los desfases correspondientes a los otros modos.

Supongamos la excitación armónica $\{F(t)\} = \{F_0\}e^{i\omega t}$, que provocará una respuesta armónica $\{x(t)\} = \{x_0\}e^{i\omega t}$. De las observaciones anteriores se tiene que, aunque los $\{F_0\}$ sean reales, los valores de $\{x_0\}$ son, en general, complejos. La amplitud de la respuesta y la amplitud de la excitación están relacionados por la matriz de rigidez dinámica del sistema $[K]_{din}\{x_0\} = \{F_0\}$, cuya expresión es análoga a la de los sistemas con un grado de libertad

$$[K(\omega)]_{din} = -\omega^2[M] + [K] + i\omega[C] . \quad (2.66)$$

Esta matriz es real sólo si el sistema es no amortiguado y suele ser simétrica aunque puede no ser definida positiva. Si el sistema tiene n grados de libertad habrá n coordenadas generalizadas y habrá n modos de respuesta para cada una de las n fuerzas generalizadas excitadoras. Así, la respuesta en frecuencia del sistema será una matriz $n \times n$ dada por

$$H_{ij}(\omega) = x_{0i}(\omega)/F_{0j} , \quad (2.67)$$

siendo F_{0j} la amplitud de la j -sima fuerza generalizada y x_{0i} la respuesta del i -simo grado de libertad.

Análogamente a como se hizo para un grado de libertad, al inverso de la matriz de rigidez $[K]$ se le denomina **matriz de docilidad o matriz de los coeficientes de influencia** $[\beta]$, pudiéndose definir análogamente la matriz de docilidad dinámica $[\beta(\omega)]_{din}$, como inversa de la matriz de rigidez dinámica $[K(\omega)]_{din}$. El coeficiente β_{ij} representa el desplazamiento generalizado i -simo debido a la unidad de fuerza generalizada j -sima, de ahí el nombre de coeficientes de influencia. Por su parte, la matriz de docilidad dinámica coincide con la respuesta en frecuencia $[H(\omega)]$ dada por 2.67, siendo compleja en el caso de sistemas amortiguados, por lo que cada modo de respuesta en frecuencia debe expresarse como amplitud y fase, o bien como parte real e imaginaria. Del mismo modo que en los sistemas de un grado de libertad podía dibujarse un diagrama de Bode o de Nyquist para representar la respuesta, en el caso de n grados de libertad, se necesitarán n^2 diagramas.

En el diagrama de Bode de un sistema no amortiguado, representando un elemento cualquiera de la matriz, aparecerán n picos de altura infinita, correspondientes a las frecuencias naturales (**resonancias**). Asimismo, pueden aparecer frecuencias para las cuáles la amplitud de la respuesta tiende a anularse, condición que suele denominarse de **antiresonancia**. Los picos correspondientes a las frecuencias naturales son los mismos para todos los elementos de la matriz, no así las antiresonancias, que pueden incluso no existir para alguno de los modos.

Si el sistema es amortiguado, los picos de resonancia disminuyen al aumentar el amortiguamiento, de igual forma a como se observó en los sistemas con un grado de libertad, creciendo, por el contrario, las amplitudes de las antiresonancias. En caso de amortiguamientos elevados, pueden incluso desaparecer alguno de los picos.

Capítulo 3

Análisis Frecuencial

3.1. Introducción

El ruido y las vibraciones son fenómenos de carácter dinámico. Cuando se registra la presión acústica en un punto del espacio o cuando se capta la vibración de un elemento mecánico, se obtiene una magnitud que varía con el tiempo. En la práctica, los aparatos de medida proporcionan una señal eléctrica variable con el tiempo y proporcional al valor de la magnitud correspondiente. A lo largo de este capítulo se denotará como $\psi(t)$ a una de estas señales cuyas propiedades matemáticas estudia el análisis frecuencial.

La idea básica del análisis frecuencial, denominado también análisis de Fourier, es considerar que cualquier señal $\psi(t)$ es una composición de señales armónicas de tipo sinusoidal. Traducido al lenguaje de la física, esto quiere decir que cualquier vibración mecánica no es más que una composición de movimientos armónicos simples.

Desde el punto de vista matemático, en el análisis de Fourier hay que distinguir dos casos:

- Señal $\psi(t)$ periódica: la descomposición armónica consiste en una sucesión *discreta* de movimientos armónicos simples. La teoría matemática que debe emplearse es la de la *Serie de Fourier*.
- Señal $\psi(t)$ no periódica: las frecuencias de los armónicos componentes se distribuyen de manera *continua*. En este caso, la *Transformada de Fourier* es la herramienta adecuada.

A la hora de aplicar el análisis armónico a las señales acústicas o de vibración registradas en formato digital, debe introducirse la transformada discreta de Fourier (DFT), calculada en la práctica por medio del algoritmo de la “transformada rápida de Fourier” o algoritmo FFT.

3.2. Serie de Fourier

Una función $\psi(t)$ es periódica si existe algún valor T tal que, para cualquier instante t ,

$$\psi(t + T) = \psi(t).$$

Si T es el mínimo valor que verifica la ecuación anterior, T se denomina periodo de ψ .

Por ejemplo, si $\psi(t) = \psi_o \cos(at + \phi)$,

$$\cos(at + \phi) = \cos(at + \phi + 2\pi) = \cos\left[a\left(t + \frac{2\pi}{a}\right) + \phi\right].$$

Por tanto, $T = 2\pi/a$.

Asociada al periodo, se define la frecuencia $f = 1/T$. Si T es el tiempo al cabo del cual cualquier valor $\psi(t)$ se repite, f es el número de veces que ψ repite su valor por unidad de tiempo.

Para la función del ejemplo, $\psi(t) = \psi_o \cos(2\pi ft + \phi)$. Estas funciones de perfil sinusoidal denominadas armónicos son la base del análisis frecuencial. Por su importancia, los parámetros que las determinan reciben nombres especiales: ψ_o es la amplitud, f la frecuencia y ϕ la fase inicial o, simplemente, fase.

Un armónico de frecuencia f es una función periódica, de periodo $T = 1/f$. La amplitud ψ_o mide el tamaño de las oscilaciones sinusoidales. La frecuencia mide el número de oscilaciones completas que describe ψ en la unidad de tiempo. De la fase inicial depende el valor de ψ en el $t = 0$.

Por ejemplo, si $\phi = 0$, $\psi(0) = \psi_o$, la representación gráfica del armónico será tipo coseno. Si $\phi = -\frac{\pi}{2}$, $\psi(0) = 0$; $\psi(t) = \psi_o \sin 2\pi ft$ y la representación será tipo seno.

El Teorema de Fourier asegura la descomposición en armónicos de cualquier función $\psi(t)$ periódica que verifique ciertas condiciones matemáticas¹; condiciones que, en la práctica, cumplen siempre las señales procedentes de los ensayos de campo. Matemáticamente,

$$\psi(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \psi_n \cos(2\pi nft + \phi_n), \quad (3.1)$$

donde $\phi_o = 0$.

Este resultado se conoce con el nombre de serie de Fourier, y expresa que las funciones periódicas pueden ser descompuestas o analizadas en suma de funciones armónicas.

¹ ψ debe ser continua o poseer en cada periodo un número finito de discontinuidades de primera especie (salto finito) junto con un número finito de máximos y mínimos.

Salvo en el caso trivial en el que la serie contiene un número finito de términos (función periódica compuesta de un número finito de armónicos), cuando la suma (3.1) es infinita, la amplitud ψ_n de los armónicos (sin tener en cuenta ψ_0) disminuye al aumentar la frecuencia. Esto es, los armónicos van contribuyendo cada vez menos en la serie de Fourier a medida que su frecuencia va aumentando.

Por tanto, si sólo se considera un número finito de armónicos, su suma es una aproximación de la onda periódica original. Sin embargo, el error ϵ cometido al sumar \mathcal{N} armónicos puede reducirse arbitrariamente aumentando el valor de \mathcal{N} adecuadamente². Matemáticamente,

$$\mathcal{N} \rightarrow \infty \Rightarrow \epsilon \rightarrow 0.$$

En la práctica las funciones no son periódicas y la serie de Fourier no es adecuada para efectuar el análisis frecuencial. La herramienta que debe emplearse entonces es la transformada de Fourier, cuyo fundamento es la serie de Fourier expresada en forma compleja.

3.3. Forma compleja de la serie de Fourier

Empleando la fórmula de Euler

$$e^{j\theta} = \cos \theta + j \sin \theta,$$

donde $j = \sqrt{-1}$ es la unidad imaginaria, se puede expresar la serie de Fourier en su forma compleja

$$\psi(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \Psi_n e^{j2\pi n f t}, \quad (3.2)$$

donde Ψ_n se denomina amplitud compleja del armónico de frecuencia nf .

La amplitud compleja contiene la información relativa a la amplitud y fase del armónico. En efecto

$$\Psi_n = \frac{\psi_n}{2} e^{j\phi_n}.$$

Una propiedad importante de la amplitud compleja es

$$\Psi_{-n} = \Psi_n^*,$$

donde $*$ representa el complejo conjugado³. Es sencillo calcular las amplitudes complejas a partir de la función real $\psi(t)$:

$$\Psi_n = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} \psi(t) e^{j2\pi n f t} dt, \quad (3.3)$$

donde T es el periodo de $\psi(t)$.

²Si la onda presentase discontinuidades, en ellas esta acotación para el error deja de ser válida, lo que se conoce como fenómeno de Gibbs.

³Si $a + jb$ es un número complejo en forma cartesiana, $(a + jb)^* = a - jb$.

3.4. Espectro de una función periódica

Si los valores de las amplitudes complejas Ψ_n de la serie de Fourier (3.2), obtenidos a partir de (3.3), se representan en función de n , se obtiene el espectro de la función $\psi(t)$. Esta representación debería emplear un sistema de tres ejes: uno para el índice n y dos para las partes real e imaginaria de Ψ_n (véase fig. 3.1a). Sin embargo, en la práctica suele emplearse una representación bidimensional con n en el eje horizontal y el módulo⁴ $|\Psi_n|$ de la amplitud compleja en el eje vertical (véase fig. 3.1b). En la figura sólo se representa el espectro para $n \geq 0$, puesto que

$$|\Psi_{-n}| = |\Psi_n^*| = |\Psi_n|.$$

Además, en la fig. 3.1b puede verse que el espectro es discreto, ya que los valores

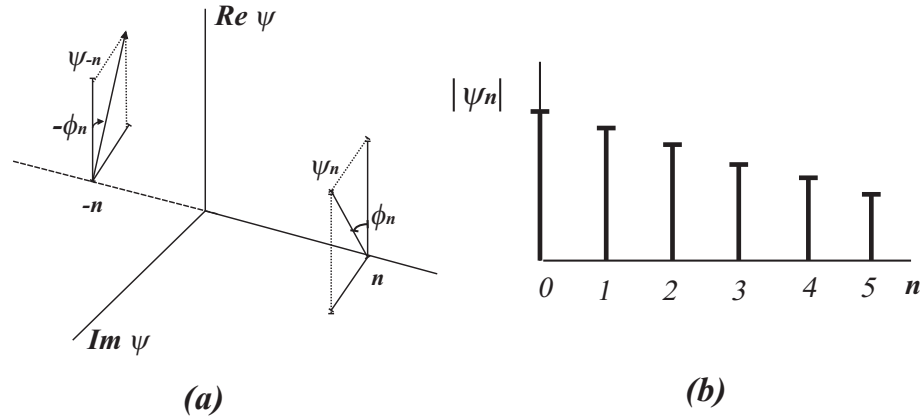


Figura 3.1: Espectro de una función periódica: (a) muestra un valor cualquiera de un espectro, ψ_n (complejo), y su correspondiente complejo conjugado ψ_{-n} ; y (b) recoge parte de los valores del módulo de un espectro para $n \geq 0$.

del módulo de la amplitud complejo se representan en un conjunto de puntos $n = 0, 1, 2, \dots$. Además, $|\Psi_n| = \frac{1}{2}\psi_n$ y las amplitudes ψ_n de los armónicos componentes decrecen con la frecuencia. También se observa como el espectro es una sucesión de segmentos cuyo tamaño decrece con n .

El segmento asociado a $n = 0$ tiene una interpretación clara si $\psi(t)$ es una señal eléctrica: es la componente de corriente continua sobre la que se superponen los demás armónicos (o componentes de corriente alterna).

Si en el primer eje del espectro se representan los valores nf de la frecuencia en lugar de los valores de n , se habla de *espacio de frecuencias* o *dominio de frecuencias*. Es decir, una representación gráfica de $\psi(t)$ muestra la señal en el dominio del tiempo, mientras que una representación gráfica de Ψ_n frente a la frecuencia muestra la señal en el dominio de la frecuencia.

⁴El módulo del complejo $a + jb$ es $|a + jb| = \sqrt{a^2 + b^2}$.

3.5. Transformada de Fourier

La transformada de Fourier de una función $\psi(t)$, no necesariamente periódica, se define como

$$\Psi(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t) e^{j2\pi ft} dt. \quad (3.4)$$

Simbólicamente $\Psi(f) = \mathcal{F}\{\psi(t)\}$.

La transformada es una función compleja de la variable real f . Para interpretar físicamente la ecuación (3.4), denominada también transformada directa, es necesario considerar la expresión integral que permite expresar $\psi(t)$ en función de $\Psi(f)$:

$$\psi(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \Psi(f) e^{j2\pi ft} df.$$

Este resultado se denomina transformada inversa de Fourier, y se expresa simbólicamente

$$\psi(t) = \mathcal{F}^{-1}\{\Psi(f)\}.$$

Compárense la serie de Fourier en forma compleja para una función periódica $\psi_T(t)$ de periodo T y la transformada inversa de Fourier, o integral de Fourier, para una función $\psi(t)$ no periódica:

$$\begin{aligned} \psi_T(t) &= \sum_{-\infty}^{+\infty} \Psi_n e^{j2\pi n t} \Leftrightarrow \Psi_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \psi_T(t) e^{-j2\pi n t} dt, \\ \psi(t) &= \int_{-\infty}^{+\infty} \Psi(f) e^{j2\pi f t} df \Leftrightarrow \Psi(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t) e^{-j2\pi f t} dt. \end{aligned}$$

Puede interpretarse que una función no periódica se descompone en armónicos de todas las frecuencias posibles⁵. La amplitud y fase de estos armónicos viene dada por el módulo y la fase de $\Psi(f)$, es decir, la transformada de Fourier determina la descomposición armónica de la función $\psi(t)$.

Por tanto, la representación de $\Psi(f)$ frente a la frecuencia f (considerada f una variable real continua) será el espectro de la función $\psi(t)$ no periódica. $\Psi(f)$ es la representación de $\psi(t)$ en el dominio de la frecuencia.

3.6. Transformada discreta de Fourier (DFT)

El análisis frecuencial de una señal $\psi(t)$ empleando la transformada de Fourier es imposible de llevar a la práctica. Desde el punto de vista de la adquisición de

⁵Concretamente, el armónico con frecuencia comprendida entre f y $f + df$ contribuye con una amplitud infinitesimal $\Psi(f)df$.

datos, las señales $\psi(t)$ que deberían proporcionar los aparatos de medida deberían ser analógicas y de duración infinita. Por ejemplo, si el nivel de ruido o vibración se registrase en cinta magnética, ésta debería tener longitud infinita.

Por otra parte, la manipulación de señales analógicas es una metodología actualmente superada por el tratamiento digital de señales. Para efectuar el tratamiento digital de una señal analógica de ruido o vibración, ésta debe ser muestreada periódicamente, obteniéndose así una secuencia discreta de valores o señal digitalizada.

Por ejemplo, sea $\psi_a(t)$ el nivel de ruido medido con un aparato analógico. Se digitaliza la señal con un convertidor analógico-digital de periodo de muestreo Δt y $\psi(n)$ será la muestra del nivel de ruido en el instante $n\Delta t$ (n cierto entero), siendo

$$\psi_a(n\Delta t) = \psi(n).$$

A la inversa del periodo de muestreo Δt se le denomina frecuencia de muestreo⁶

$$f_m = \frac{1}{\Delta t} (\text{muestras/s}).$$

Como las memorias de los dispositivos reales sólo pueden almacenar un número finito de muestras, los registros digitales deben tener forzosamente una duración limitada.

Sea N el número de muestras o longitud de registro, el tiempo de registro será

$$T_r = N\Delta t.$$

Una señal digital, por tanto, consiste en un conjunto de valores

$$\psi_o, \psi_1, \dots, \psi_{N-1}$$

asociados a los instantes de tiempo⁷

$$t_n = n\Delta t, \quad n = 0, 1, 2, \dots, N-1.$$

De este modo, una señal digitalizada queda completamente determinada por las N muestras y la frecuencia de muestreo.

La transformada de Fourier de una función discreta de valores reales también es otra función discreta pero de valores complejos, denominada transformada discreta de Fourier (DFT):

$$\{\psi(n)\}_{n=0,1,2,\dots,N-1} \Rightarrow \text{DFT} \Rightarrow \{\Psi(k)\}_{k=0,1,2,\dots,N-1}$$

⁶En inglés f_m (samples/s). Si la frecuencia es alta se emplean ksamples/s o Msamples/s.

⁷Supuesto que ψ_o se corresponde con $t = 0$.

Tiempo de registro	T_r	N/f_m
Periodo de muestreo	Δt	$1/f_m$
Frecuencia de Nyquist	F_r	$f_m/2$
Resolución espectral	Δf	f_m/N

Tabla 3.1: Magnitudes asociadas al registro digital de una señal y su espectro en función de la frecuencia de muestreo (f_m) y la longitud de registro (N).

$$\Psi(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \psi(n) e^{-j2\pi kn/N}.$$

Análogamente, la transformada inversa (DFT^{-1}) es

$$\{\Psi(k)\}_{k=0,1,2,\dots,N-1} \Rightarrow \text{DFT}^{-1} \Rightarrow \{\psi(n)\}_{n=0,1,2,\dots,N-1}$$

$$\psi(n) = \sum_{k=0}^{N-1} \Psi(k) e^{j2\pi kn/N}.$$

Para efectuar el análisis frecuencial empleando la DFT, es necesario obtener el “periodo del muestreo.” en el dominio de la frecuencia. Este parámetro Δf , denominado resolución del espectro, se relaciona con Δt según

$$\Delta f \Delta t = \frac{1}{N}.$$

Sin embargo, el Teorema del Muestreo impone una restricción al resultado proporcionado por el cálculo de la DFT: sólo los valores $\Psi(k)$ con

$$k = 0, 1, 2, \dots, \frac{N}{2} - 1,$$

son independientes. Por tanto, la DFT sólo toma valores para las frecuencias

$$f_k = k\Delta f, \quad k = 0, 1, 2, \dots, \frac{N}{2} - 1.$$

Se denomina frecuencia de Nyquist del muestreo al valor

$$F_r = \frac{N}{2} \Delta f = \frac{f_m}{2},$$

y juega en el el dominio de la frecuencia del mismo papel que el tiempo de registro T_r (véase tabla 3.1).

3.7. Transformada rápida de Fourier (FFT)

La forma de trabajo más precisa para efectuar el análisis frecuencial de una señal consiste en digitalizarla y calcular sus componente armónicos empleando la DFT.

Sin embargo, hasta 1965, efectuar el cálculo numérico de la DFT para las longitudes de registro N necesarias en la práctica requería tiempos largos y equipos potentes y caros. En ese año, J.W. Tukey y J.W. Cooley idearon un algoritmo con objeto de ahorrar operaciones matemáticas y, por tanto, tiempo de cálculo de la DFT. Este algoritmo se conoce con el nombre de transformada rápida de Fourier (FFT).

Mientras que el número aproximado de multiplicaciones y sumas que se realizan al calcular la DFT por el método directo es N^2 , el número de operaciones requerido por la FFT es $N \log_2 N$.

Por ejemplo, si $N = 4096$, $N \log_2 N \approx 12 \times 4096$. Esta reducción de la complejidad del algoritmo, junto con el avance de los microprocesadores, ha hecho posible la utilización masiva del análisis frecuencial basado en el cálculo de la DFT con el algoritmo FFT.

En la práctica, los analizadores dinámicos proporcionan las componentes espectrales de una señal en tiempo real, efectuando el cálculo de la FFT de las señales adquiridas en el dominio del tiempo. Si no es necesario operar tan rápido, los datos adquiridos por un analizador o un osciloscopio pueden procesarse, con posterioridad a su adquisición, empleando un ordenador.

La propagación del algoritmo FFT, en sus versiones más sencillas, requiere que

$$N = 2^{\mathcal{M}}, \quad \mathcal{M} \text{ entero}.$$

Es decir, longitudes de registro potencia de 2. Sin embargo, esto no es estrictamente necesario.

En la actualidad, existen en el mercado gran variedad de paquetes integrados de cálculo para ordenador que incluyen la FFT, que pueden emplearse sin necesidad de efectuar la programación del algoritmo.

Dentro las referencias bibliográficas, las obras de Vilarroig [4] y Bracewell [5] presentan de manera clara y detallada el algoritmo FFT. Incluso, en la primera de ellas [4], pueden encontrarse sendos programas informáticos escritos en los lenguajes de programación *C++* y en *Visual Basic*.

3.8. Selección de parámetros espectrales

Cuando se efectúa el registro de una señal digitalizada es necesario que el muestreo reproduzca fielmente la señal analógica de partida. Como es imposible tomar infinitas muestras ($N \rightarrow \infty$) infinitamente próximas ($f_m \rightarrow \infty$), deben seleccionarse adecuadamente los valores de ambos parámetros.

La frecuencia de muestreo determina la componente armónica de mayor frecuencia registrada en el espectro, ya que la frecuencia de Nyquist es $f_m/2$. Por tanto, si el análisis frecuencial debe obtener las componentes armónicas hasta una determinada frecuencia máxima f_M , debe seleccionarse $f_m > 2f_M$. Debe muestrearse con una frecuencia mayor que el doble de la frecuencia de interés.

Se denomina *aliasing* el fenómeno por el cual las frecuencias que superan el valor $f_m/2$ no son detectadas cuando se muestrea con una frecuencia f_m .

Una vez seleccionada f_m , debe fijarse la longitud de registro N , si el aparato de medida lo permite. Dada f_m , el valor de N determina la resolución del espectro $\Delta f = \frac{f_m}{N}$. Cuanto mayor sea N , menor será el valor Δf y mayor será la resolución espectral.

En la práctica, cuando se habla del espectro de una señal de ruido o vibración, se suele hacer referencia al módulo de la DFT, ya que ésta, en principio, es una magnitud compleja (como la transformada de Fourier de una señal analógica). Por tanto, los espectros se representan en un diagrama cartesiano con el módulo de la DFT en el eje vertical y la frecuencia en el horizontal.

En un espectro, se denomina *número de líneas de resolución* al número de muestras significativas. Este valor es $N/2$ si las muestras en el dominio del tiempo son N .

La diferencia entre dos frecuencias consecutivas es Δf , la *resolución* del espectro. Este valor se puede obtener efectuando el cociente entre la frecuencia máxima (frecuencia de Nyquist del muestreo) y el número de líneas de resolución.

Cuando se desee estudiar con detalle una zona del espectro donde sea importante separar componentes de frecuencias próximas, deberá buscarse una resolución elevada aun a costa de que la frecuencia máxima sea baja, y pueda perderse información de otras zonas del espectro.

Por el contrario, si se desea obtener la composición espectral a frecuencias elevadas, la frecuencia máxima será también elevada, lo que provocará una baja resolución y la pérdida de información sobre los armónicos de baja frecuencia.

3.9. Ventanas en el dominio del tiempo

La obtención del espectro de frecuencias de una señal acústica o de vibración se realiza, como ya se ha indicado, por medio de la transformada de Fourier

$$\Psi(f) = \mathcal{F}\{\psi(t)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t)e^{-j2\pi ft} dt.$$

Esta integral ha de realizarse para un dominio temporal que va desde $-\infty$ a $+\infty$, por lo que antes de obtener el espectro de una señal empírica es preciso conocer la señal desde hace infinito tiempo y, además, esperar infinitamente el paso de éste antes de conseguirlo. La obtención práctica del espectro hace imprescindible limitar este dominio temporal a tiempos de observación razonables. Por ello, el cálculo de la transformada de Fourier, como ya se ha indicado, se realiza limitándose a un cierto intervalo del tiempo. El paso del dominio temporal infinito al intervalo de cálculo desde 0 a T_r se realiza multiplicando la señal $\psi(t)$ (definida de $-\infty$ a $+\infty$) por una función de peso $w(t)$, tal que

$$w(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ w_o, & 0 < t_o < T \\ 0, & t > T \end{cases}$$

Se denomina filtro en el dominio del tiempo o ventana a un sistema cuya señal de salida $s(t)$ es el producto de una señal de entrada $e(t)$ por una función de peso $w(t)$ característica, esto es,

$$s(t) = e(t)w(t) .$$

La transformada discreta de Fourier (DFT) realiza la hipótesis de que la señal muestreada $\psi(t)$ es periódica con periodo T_r , siendo T_r la duración del intervalo de medida. Esto es equivalente a aplicar a la señal $\psi(t)$, extendida desde $-\infty$ a $+\infty$, una ventana tal que $w(t) = 1$ si t pertenece al intervalo $(0, T_r)$ y considerar que esta nueva señal ponderada es periódica de periodo T_r . Esta ventana se denomina ventana rectangular.

La ventana rectangular permite el cálculo, en la práctica, del espectro. Sin embargo, produce una distorsión en dicho resultado, ya que no se obtendrá el espectro de $\psi(t)$, sino el de

$$\psi_w(t) = w(t)\psi(t) .$$

Para estudiar la perturbación introducida por el filtro temporal, considérese la transformada de Fourier de esta última expresión

$$\Psi_w(f) = \mathcal{F}\{\psi_w(t)\} = \mathcal{F}\{w(t)\psi(t)\} . \quad (3.5)$$

Para realizar la transformada del producto que aparece en el segundo miembro de la ecuación (3.5), es necesario considerar la operación denominada *producto de convolución*. Sean dos funciones $a_1(t)$ y $a_2(t)$, el producto de convolución $*$ se define

$$a_1(t) * a_2(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} a_1(s)a_2(t-s)ds .$$

El Teorema de la Convolución establece que

$$\mathcal{F}\{a_1(t) * a_2(t)\} = A_1(f)A_2(f) ,$$

$$\mathcal{F}\{a_1(t)a_2(t)\} = A_1(f) * A_2(f) .$$

Siendo $A_1(f)$ y $A_2(f)$ las transformadas de Fourier de $a_1(t)$ y $a_2(t)$. Aplicando estos resultados teóricos a la ecuación (3.5)

$$\Psi_w(f) = W(f) * \Psi(f),$$

donde $W(f)$ es la transformada de Fourier de la función ventana.

Por tanto, el espectro obtenido al aplicar una ventana sobre la señal $\psi(t)$ es la convolución de los espectros obtenidos independientemente para la ventana y la señal. Si la ventana es rectangular, su transformada es

$$W(f) = \mathcal{F}\{w(t)\} = T_r \text{sinc}(T_r f)$$

siendo T_r el ancho temporal del filtro y

$$\text{sinc}(T_r f) = \frac{\text{sen}(T_r f)}{T_r f}.$$

En la fig. 3.2 se representa el módulo de esta transformada. Puede observarse un lóbulo central cuya anchura es el doble de la inversa de la longitud temporal de la ventana $1/T_r$ y de altura igual a T_r . Debe tenerse en cuenta que

$$\frac{1}{T_r} = \Delta f,$$

esto es, la inversa del ancho de ventana coincide con la resolución del espectro obtenido aplicando la transformada de Fourier discreta (DFT). Asimismo, la gráfica muestra un número infinito de lóbulos laterales, de anchura Δf y cuya altura va disminuyendo. Esta transformada toma valor nulo para todas las frecuencias en que se verifica

$$T_r f = n,$$

donde n es un entero. Cuanto mayor sea la longitud temporal de la ventana, esto es, cuanto mayor sea el tiempo de registro de la señal, más estrechas serán las campanas central y laterales. Dado que el espectro obtenido al aplicar la ventana es la convolución de espectros de ella y de la señal, parece conveniente utilizar ventanas muy largas para así obtener un espectro de campanas más finas. Pero, a cambio, ventanas muy largas generan espectros donde la frecuencia de Nyquist es muy baja, ya que ésta es siempre la mitad de la frecuencia de muestreo, y al tender la duración de la ventana a infinito, la frecuencia de Nyquist tiende a cero.

Ha de adoptarse una solución de compromiso, tomando como longitud de la ventana rectangular aquélla que optimice la resolución espectral y la extensión del dominio frecuencial. La ventana rectangular es adecuada para el análisis de señales con una duración temporal limitada, siempre que ésta sea menor que T_r . Todos los valores de la señal se ven ponderados de la misma forma.

Para ciertas señales, el estudio para frecuencias medias y altas exige frecuentemente utilizar ventanas rectangulares en las cuales dichas señales no están incluídas

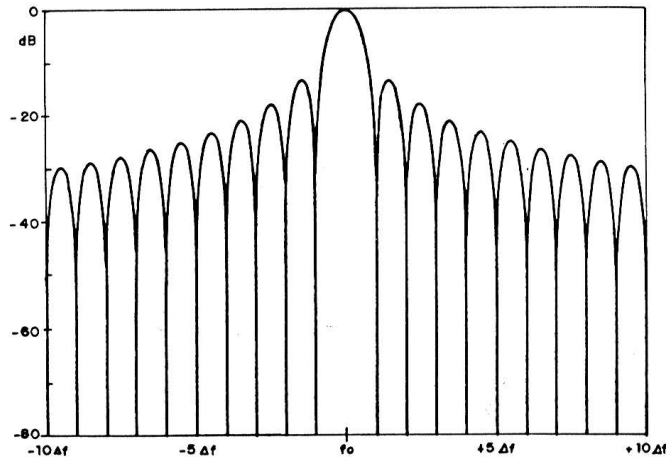


Figura 3.2: Módulo del espectro de una ventana rectangular.

en su totalidad, ya que esto permite obtener la frecuencia de Nyquist deseada. La transformada de la ventana será una campana cuya anchura producirá un espectro final de baja resolución.

Si se desea mejorar la resolución del espectro, para la misma longitud de ventana, se debe recurrir a la formulación de otras funciones temporales de peso $w(t)$, que para esta misma longitud produzcan transformadas de campanas laterales menores.

Una ventana válida para conseguir este efecto es la denominada Kaiser-Bessel, cuya ecuación es

$$w(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 1 - 1,24 \cos\left(\frac{2\pi t}{T_r}\right) + 0,244 \cos\left(\frac{4\pi t}{T_r}\right) - 0,00305 \cos\left(\frac{6\pi t}{T_r}\right) \\ 0, & t > T_r \end{cases}$$

La fig. 3.3 representa la transformada $W(f)$ de la ventana Kaiser-Bessel. Las campanas laterales poseen una altura pequeña, comparada con la de la central. Esta ventana posee la virtud de permitir distinguir dos armónicos componentes de frecuencias similares, pese a que posean amplitudes muy distintas, esto es, posee gran selectividad. En otros casos interesa obtener un espectro de la señal $\psi(t)$ que obtenga las amplitudes de los armónicos con gran precisión. Una ventana que proporciona amplitudes de forma muy precisa es la llamada “Flat-Top”, cuya ecuación es

$$w(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 1 - 1,93 \cos\left(\frac{2\pi t}{T_r}\right) + 1,29 \cos\left(\frac{4\pi t}{T_r}\right) - 0,388 \cos\left(\frac{6\pi t}{T_r}\right) + 0,0322 \cos\left(\frac{8\pi t}{T_r}\right) \\ 0, & t > T_r \end{cases}$$

La fig. 3.4 representa el espectro de una ventana “Flat-Top”. La selectividad de esta ventana no es muy buena, pero aporta una gran precisión en amplitud. Cada

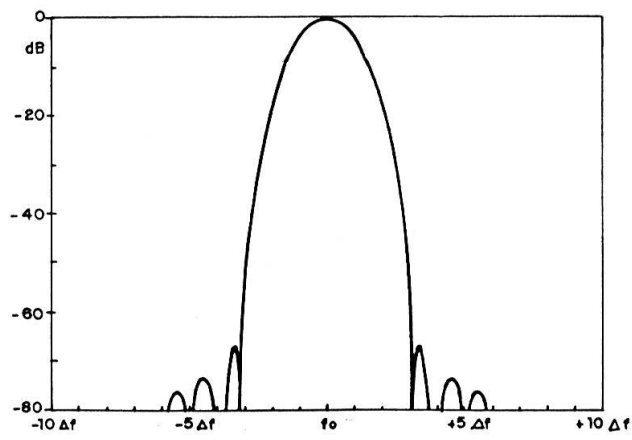


Figura 3.3: Módulo del espectro de una ventana Kaiser-Bessel.

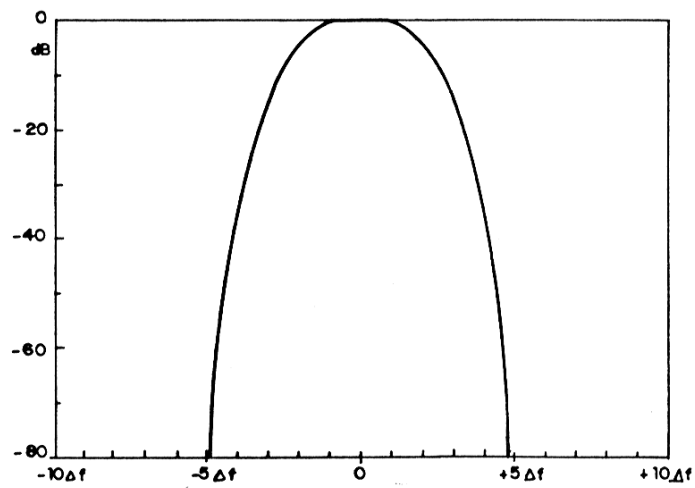


Figura 3.4: Módulo del espectro de una ventana Flat-top.

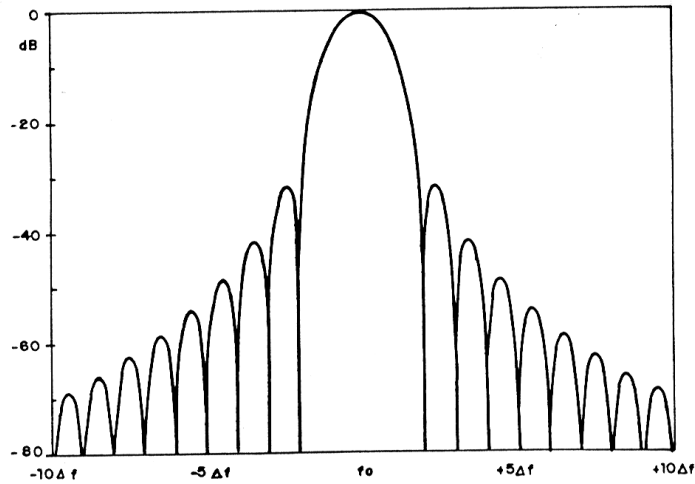


Figura 3.5: Módulo del espectro de una ventana Hanning.

una de las ventanas indicadas posee una aplicación distinta y deberá usarse una u otra en función del parámetro de la señal que se desee determinar (amplitud, resolución, etc.). Una solución de compromiso es la ventana multifunción denominada Hanning, cuya ecuación es

$$w(t) = \begin{cases} 0 & t < 0 \\ 1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T_r}\right) & 0 < t < T \\ 0 & t > T_r \end{cases}$$

La fig. 3.5 representa la transformada de la ventana Hanning. La campana central de la transformada posee una anchura doble de la correspondiente a la ventana rectangular. En cambio, la primera campana lateral se halla más atenuada, disminuyendo la altura de las siguientes más rápidamente de como lo hace en la rectangular. Esto genera una mejor resolución de los espectros obtenidos al realizar la convolución del espectro de las señales con el de la ventana Hanning.

En último lugar, cuando se debe registrar una señal $\psi(t)$ cuyas componentes armónicas entran en resonancia, aumentando su duración artificialmente, se emplea la ventana exponencial. Esta ventana compensa el efecto de la resonancia actuando sobre la señal registrada haciendo que al final de la ventana el valor de la señal sea nulo. La ventana exponencial responde a la formulación

$$w(t) = \begin{cases} 0 & t < t_o \\ e^{-(t-t_o)/t_c} & 0 < t < T \\ 0 & t > T_r \end{cases}$$

El valor t_o marca el comienzo de la señal que se quiere ponderar, mientras que el parámetro t_c representa la constante de tiempo del sistema. Esta constante debe

escogerse menor que la duración T_r de la ventana. Normalmente t_c ha de ser, como máximo, una cuarta parte de la duración T_r para conseguir una buena resolución en el espectro.

Parte II

Aplicaciones

Capítulo 4

Medida de vibraciones

4.1. Introducción

Al estudiar la respuesta de un sistema en vibración, parece que debe obtenerse siempre la posición en todo instante. Sin embargo, a partir de la misma, puede obtenerse fácilmente la velocidad o la aceleración. De hecho en la práctica, como veremos al estudiar los captadores de vibración, son a menudo estos últimos parámetros los que se determinan, obteniéndose el desplazamiento por integración. Por tanto, para conocer la severidad de una vibración pueden determinarse el desplazamiento, la velocidad o la aceleración, y de éstas, teniendo en cuenta su carácter complejo, deberá obtenerse su parte real e imaginaria, o bien su amplitud y fase.

4.2. Parámetros de medida de una vibración

Una señal de vibración obtenida de un sistema consta, en principio, de señales tanto armónicas como no. Sin embargo, la caracterización de los diferentes problemas que pueden aparecer en una máquina y que pueden ser origen de ruido o vibraciones, va a poder realizarse a partir del estudio de los componentes armónicos de dicha vibración. Por tanto, siempre que se hable de amplitud o fase de una vibración y de las unidades a emplear para su control (unidades de desplazamiento, velocidad o aceleración), debe tenerse siempre presente el modelo del movimiento armónico.

Un elemento mecánico tiene unas tolerancias de flexión máximas que no pueden ser superadas. Si se coge una varilla y comienza a doblarse muy lentamente, llegará un momento en que la varilla se romperá, al superarse su límite elástico. Es decir, existe un valor del desplazamiento máximo recuperable que puede experimentar un elemento mecánico. Sin embargo, si se repite el experimento anterior de doblar la varilla pero variando repetidamente de un sentido a otro y con una cierta

rapidez, la varilla se romperá sin necesidad de doblarla tanto como en el experimento anterior. Esto es, un material puede romperse por fatiga, como combinación de un desplazamiento y una frecuencia de vibración. La modificación de uno cualquiera de estos dos parámetros, afecta a la rotura del material. Recordando que el módulo de la velocidad de un movimiento armónico es $A\omega$ se deberá elegir este parámetro si quiere controlarse la rotura de un material por fatiga. Como la mayoría de los materiales se rompen de este modo, puede concluirse que la medida de la velocidad de la vibración es un buen parámetro para controlar la severidad de la misma, siempre que la frecuencia no sea excesivamente baja. Entre valores de frecuencias de 10 y 1000 Hz se recomienda utilizar la velocidad (expresada habitualmente en mm/s) para determinar el grado de severidad de una vibración. Por debajo de 10 Hz, y por tanto para maquinaria lenta, resulta conveniente emplear el desplazamiento (en μm), dado que la causa de fallo más probable será la superación de los límites de elasticidad más que la fatiga.

Para frecuencias altas la aceleración de un movimiento armónico, de amplitud $A\omega^2$, puede resultar muy elevada aun cuando la amplitud del desplazamiento fuera insignificante e incluso pequeña la velocidad. La influencia cuadrática de la frecuencia hace que las fuerzas que actúan sobre el elemento mecánico puedan ser mucho más importante que los efectos de fatiga. Así, en el caso de la maquinaria rotativa, por ejemplo, se producen en muchas ocasiones fallos de lubricación causantes de la rotura. Por esto, para frecuencias por encima de 1000 Hz (60000 cpm), se recomienda la toma de medidas en aceleración, que más que en mm/s^2 suele determinarse en g's siendo "g" la aceleración de la gravedad.

Cuando quiere expresarse la amplitud de una vibración, puede utilizarse el valor pico, que en el caso de que la señal sea armónico, coincide con el valor máximo, es decir, con el concepto de amplitud utilizado en el modelo armónico (figura 4.1a)).

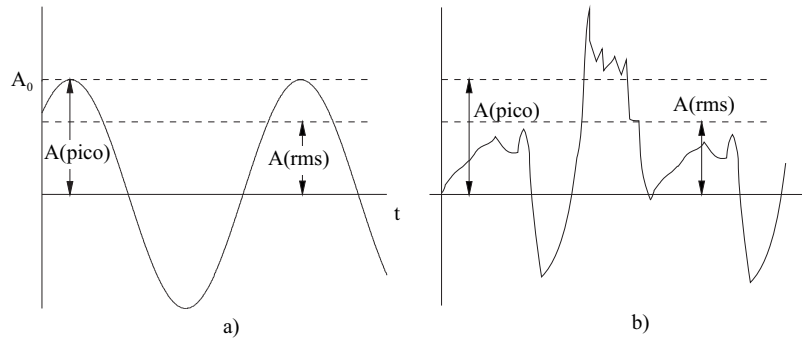


Figura 4.1: Valores pico y r.m.s. de una señal

Sin embargo puede utilizarse también el valor eficaz de la amplitud, llamado r.m.s. (root mean square), consistente en promediar a lo largo de un periodo el cuadrado de la función, para que los valores negativos de la curva no contrarresten a los positivos:

$$A(rms) = \left[\frac{1}{T} \int_0^T (f(t))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} . \quad (4.1)$$

En el caso de un armónico puro se tiene

$$A(rms) = \left[\frac{1}{T} \int_0^T A_0^2 \cos^2(\omega t + \phi_0) dt \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{A_0}{\sqrt{2}}, \quad (4.2)$$

que relaciona los valores pico y r.m.s. de una señal armónica pura.

Cuando la señal tiene una forma cualquiera (figura 4.1b), en la que se ha supuesto que la señal tiene igual valor eficaz que la armónica de la figura 4.1a)), normalmente se toma este valor eficaz como representativo de la amplitud de la vibración. Puede también expresarse la amplitud en valores pico, pero teniendo en cuenta que este valor es el dado por la relación 4.2 en función del valor eficaz, sin que tenga que coincidir con el valor máximo que pueda tomar la función, con lo que su denominación pierde significación.

En definitiva, al proceder a tomar medidas para determinar la severidad de una vibración o para caracterizar las frecuencias propias de una estructura, deben considerarse los rangos de frecuencia que pueden aparecer en el espectro, para establecer el parámetro de medida más conveniente. En todo caso, si se desea un control general de una máquina el parámetro velocidad es el más adecuado, dado que cubre el rango de frecuencias de la mayoría de los problemas y existe normativa específica para sus valores, como se verá en el próximo epígrafe.

Pero la respuesta vibratoria de un sistema es, en general compleja, o lo que es lo mismo, presenta un ángulo de fase. El control de este parámetro puede ser determinante para diagnosticar ciertos problemas en máquinas o estructuras. La determinación del ángulo de fase suele realizarse como medida de la señal de vibración con respecto de una referencia fija, para la cual se considera que la vibración tendría fase nula, esto es, la dirección marcada por dicha referencia es el eje de proyección de la onda de vibración, considerada ésta como senoidal. Para poder hablar de ángulo de fase en una vibración, ésta debe tener una fuerte componente periódica, y debe poderse distinguir una frecuencia fundamental. Por ello en muchas ocasiones no podrá hacerse referencia a éste cálculo, cuando se esté tratando el conjunto de vibración, y sólo tendrá sentido hablar de él cuando se trabaje con vibración filtrada a una determinada frecuencia.

En otras ocasiones no es necesario determinar el ángulo de fase de una vibración individual, sino que resulta de interés comparar la diferencia de fase de dos medidas realizadas en puntos diferentes de una máquina o estructura. En este caso, y siempre por supuesto que en ambas vibraciones exista una frecuencia fundamental, o bien se trabaje con vibración filtrada, no es necesario tomar una referencia fija sino que basta con tomar simultáneamente ambas medidas, midiendo directamente la diferencia de fase entre ambas.

Cuando se desea comparar la diferencia de fase de una componente individual de la onda, no es necesario trabajar en el dominio del tiempo y filtrar la señal, sino que puede determinarse el espectro de la señal, considerando tanto la parte real como la

imaginaria, y determinar el ángulo de fase en función del ángulo que forma el vector representativo de cada frecuencia con el eje real de la transformada, para cada una de las medidas.

Al comparar los ángulos de fase de dos medidas en cojinetes diferentes de una máquina debe guardarse especial atención, sobre todo cuando la medida se realiza en dirección axial, en que la dirección del sensor sea la misma en ambas medidas. Así si al determinar una misma medida se invierte el sentido en que se coloca el sensor, la vibración recogida, que es la proyección de la señal en la dirección del eje del sensor, cambiará su fase en 180° , tratándose sin embargo de la misma señal. En la figura 4.2 se reflejan las medidas de fase obtenidas con la posición del sensor indicada por la flecha en cada punto de medición y los valores reales de fase que se habrían obtenido si hubiera sido posible medir sin tener que invertir la dirección el sensor.

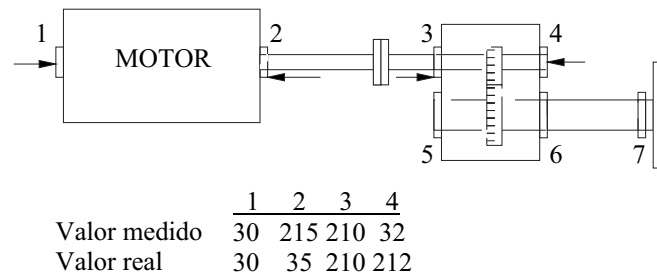


Figura 4.2: Precauciones en la medida del ángulo de fase

4.3. Captadores de vibración

Para poder analizar la vibración a la que está sometido un cierto sistema mecánico, debemos en primer lugar establecer contacto con él para captar su movimiento vibratorio. Es necesario disponer de un elemento que, bien porque al situarse rígidamente unido al sistema mecánico y moverse con él, o bien porque situándose en su cercanía y midiendo su distancia a él según se va moviendo el sistema, sea capaz en cualquier caso de producir una señal eléctrica que será conducida hasta el dispositivo de medida. Este transductor que capta la energía mecánica del movimiento del sistema y la traduce en eléctrica, mediante la generación de la señal correspondiente, recibe el nombre de captador o sensor, y tiene la característica de ser sensible únicamente a la vibración que se produce en la dirección de su eje.

Existen captadores de diversas clases, basados en diferentes principios de funcionamiento, como se verá posteriormente. No puede afirmarse que exista un captador universal, sino que cada uno de ellos presenta ventajas e inconvenientes al compararlo con los demás. Ello hace que la elección del tipo de sensor a utilizar en cada aplicación práctica tenga gran importancia. Uno de los criterios a tener en cuenta es el tipo de parámetro físico que se quiere medir: el desplazamiento, la velocidad o la aceleración.

Existen captadores para medir directamente cada una de estas magnitudes. También es posible utilizar un sensor que mida la aceleración del sistema, y mediante circuitos electrónicos integradores, obtener una señal proporcional a la velocidad o, con doble integración, proporcional al desplazamiento.

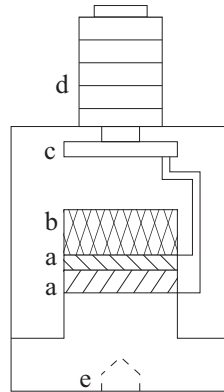


Figura 4.3: Esquema de un acelerómetro

4.3.1. Acelerómetros

Consideremos en primer lugar los sensores cuya señal de salida es proporcional a la aceleración que sufren. Se denominan así acelerómetros. La figura 4.3 muestra un esquema de un acelerómetro. Consta esencialmente de unos discos de material piezoeléctrico (a) en contacto con los cuales está la masa (b). El material piezoeléctrico presenta la propiedad de establecer entre sus extremos una tensión eléctrica al estar sometido a una presión. Las fuerzas de inercia sobre la masa (b), debidas a la aceleración a que se ve sometido el sensor situado sobre el sistema mecánico a analizar, se transmiten sobre el material piezoeléctrico y la pequeña tensión que se origina es tratada por un amplificador (c) incorporado al sensor. A través del conector (d) los conductores del circuito por los que circula la intensidad de la señal de salida son llevados hasta el sistema de medida. En su base suelen tener una perforación (e) para el montaje sobre el sistema a medir, mediante un perno roscado.

Los acelerómetros acostumbran a estar calibrados en términos de “g”, que representa el valor de la aceleración de la gravedad terrestre y cuyo valor, realmente variable en función de la altura sobre el nivel del mar y de la latitud del punto donde se haga la medida, ha quedado no obstante establecido internacionalmente, a estos efectos, como una constante de valor $g = 9,80665 \text{ ms}^{-2}$. Sensibilidades típicas pueden ser las de 50 ó 100 mV por g.

Como la aceleración del movimiento armónico es proporcional al desplazamiento y al cuadrado de la frecuencia, los acelerómetros están especialmente recomendados para las vibraciones de gran desplazamiento y para las de frecuencias altas. No obstante, su respuesta es de gran linealidad incluso para muy bajas frecuencias, de ahí que sean los sensores más empleados en la actualidad.

Son robustos y carecen de elementos móviles. Su tamaño es pequeño, comparado con el de otros captadores. Un peso típico puede ser el de 0,250 kg. Son por ello especialmente adecuados cuando el espacio es limitado para instalar el captador o cuando la masa de éste deba ser lo más pequeña posible para no perturbar en exceso la vibración del sistema a medir.

Puesto que el principio de funcionamiento de los acelerómetros no es de carácter magnético, no se ven afectados por los campos magnéticos que puedan producir las máquinas eléctricas rotativas, cuando se quiere medir su estado. Dado, sin embargo, el pequeño valor de la señal originada por la presión, pueden ser sensibles a suciedad en los contactos eléctricos e incluso a interferencias radioeléctricas. Por ello en muchas ocasiones se montan amplificadores de señal en el propio acelerómetro, siendo necesario entonces la alimentación del sensor mediante una señal de continua, (normalmente de 12 V, debiendo situarse la intensidad que recorre el circuito del sensor entre 4 y 20 mA) señal que luego debe ser eliminada.

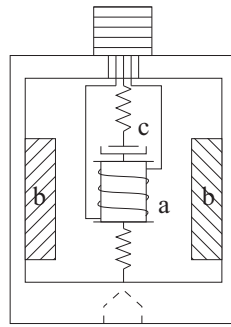


Figura 4.4: Esquema de un captador de velocidad

4.3.2. Captadores de velocidad

El tipo más característico de captador de velocidad es el denominado de bobina móvil. La figura 4.4 presenta esquemáticamente un captador de velocidad típico. La bobina (a) está unida a la carcasa del captador mediante resortes suaves, y dispone además de un sistema de amortiguamiento (c). La carcasa se fija al sistema en vibración y por tanto se mueve con él; la bobina, con una masa considerable en su núcleo central, tiende a permanecer en reposo, por inercia, sin ser arrastrada por el movimiento de la carcasa. Unido a ésta, el imán permanente (b) produce un campo magnético cuyo flujo a través de la bobina es variable en el tiempo al desplazarse el imán con la carcasa, mientras permanece inmóvil la bobina. Como la ley de Neumann establece que la f.e.m. inducida en un circuito es, en valor absoluto, igual a la derivada del flujo magnético a través de él, y esta derivada depende de la velocidad con que se muevan circuito y campo, el uno respecto al otro, la intensidad de la señal producida es proporcional a la velocidad del captador. No necesitan alimentación eléctrica puesto que autogeneran la señal. Son robustos, pero de tamaño y peso muy superiores a los acelerómetros. Presentan la desventaja de que a pequeñas frecuencias la bobina es arrastrada por la carcasa y la señal queda

falseada y la medida disminuida. Existen curvas experimentales que para frecuencias menores de 600 c.p.m. (10 Hz) dan un coeficiente, en función de la frecuencia, por el cual hay que multiplicar el valor de la medida. En todo caso son menos fiables para las bajas frecuencias.

Otra desventaja que presentan los captadores de velocidad es la de la interferencia que pueden producir los campos magnéticos que existan debidos a otras causas; por ejemplo el campo de motores de corriente alterna o alternadores de gran envergadura.

La sensibilidad para frecuencias medias y altas es prácticamente constante. Un valor típico es el de 1000 mV por pulgada/s de velocidad, o bien el de 40 mV por mm/s.

Una variante de este tipo lo constituyen los captadores de vástago directo (“Direct-Prod”), en los que un largo vástago está unido a la bobina, sobresaliendo de la carcasa del sensor. Ésta se fija sobre una estructura inmóvil que no tenga una vibración significativa. En este caso es la bobina el elemento móvil respecto del campo magnético producido por el imán; el extremo del vástago se pone en contacto con el sistema cuya vibración se quiere medir y así se produce el movimiento de la bobina. Es un captador de velocidad útil para los casos en que no sea posible situar sobre el mecanismo en vibración, si es liviano, la masa de un captador tradicional.

Es posible también medir la velocidad mediante un captador piezoeléctrico, similar al descrito al hablar de los acelerómetros, dotado de un circuito integrador de la señal. Suelen ser sensibles al ruido electrónico producido por los propios circuitos. Tienen la ventaja de ser fiables aún a muy bajas frecuencias.

4.3.3. Sensores de no-contacto

Cuando el elemento móvil gire a muy altas velocidades, como en el caso de ejes de turbinas y de bombas cetrífugas, o cuando esté recubierto por una carcasa, de forma que el captador no puede ponerse en contacto real con el sistema cuya vibración se quiere medir, debe recurrirse a los denominados sensores de no-contacto.

Estos sensores reconocen el desplazamiento del sistema, al medir su distancia al propio sensor. Se montan generalmente roscados en una perforación de la carcasa dejando la punta del sensor muy próxima al elemento cuya vibración se quiere medir: el hueco (“gap”) puede estar normalmente comprendido entre 0,5 y 2,5 mm. Un generador de señales envía una señal eléctrica de alta frecuencia, que es la señal portadora, a una bobina. El flujo del campo magnético producido por la bobina se cierra a través el circuito formado por el extremo del sensor y por el elemento vibrante, atravesando la distancia que separa a ambos a modo de un entrehierro. Una variación en el valor de esta separación modifica la reluctancia del circuito magnético, y por tanto el valor del campo y con él la f.e.m. inducida sobre la bobina, lo que produce una distorsión sobre la corriente que está recorriéndola. Ello hace posible

reconocer el valor del desplazamiento del sistema vibrante. Una sensibilidad típica puede ser de alrededor de $10 \text{ mV}/\mu\text{m}$.

Son captadores útiles en cualquier rango de frecuencia.

4.3.4. Montaje de captadores

El método de montaje o de unión de los sensores a los sistemas mecánicos en vibración puede hacer variar el grado de fiabilidad de las medidas efectuadas. El método más seguro es la unión mediante un perno roscado. Pero si no existiesen pernos en la máquina, pueden soldarse pequeñas almohadillas, en las que se enroscarán los pernos.

Es posible también la fijación o cementación mediante resinas epóxicas.

En ocasiones puede sostenerse manualmente un captador, especialmente en aquellos casos en que la fijación sea muy difícil y las bajas frecuencias debidas a los pequeños movimientos de la mano no sean de interés en el análisis.

Lo mas usual, sin embargo, es el uso de bases magnéticas para el contacto entre captador y superficie a medir, dada su mayor facilidad de montaje y desmontaje.

4.3.5. Selección del captador

Para la elección de los sensores han de tenerse en cuenta todos los aspectos descritos :

- El parámetro a medir
- El rango de frecuencias
- Las características constructivas y las posibilidades del montaje

Si se desea medir la aceleración, el captador debe ser de tipo piezoléctrico. Para velocidades puede elegirse entre los piezoeléctricos con integrador o los de bobina móvil.

Para bajas frecuencias es menos fiable el captador de velocidad clásico, de carcasa móvil y bobina fija. Es recomendable el uso de acelerómetros, con o sin integradores, con resultado fiable a partir de 1 Hz.

Si es necesario pequeño volumen y pequeño peso, lo recomendable es también el uso de acelerómetros o, a lo sumo, el dispositivo de vástago directo con bobina móvil, si la masa a añadir al sistema en vibración es crítica.

4.4. Adquisición de datos y análisis de vibraciones

La señal eléctrica producida por el sensor al captar la vibración, es conducida hasta el dispositivo de lectura. En el caso mas sencillo, éste es un **medidor de vibración o vibrómetro**, generalmente de pequeño tamaño, sostenido a mano, alimentado por baterías y que consta de un conmutador para seleccionar el parámetro a medir (normalmente suelen estar preparados para medir un par de ellos; por ejemplo, desplazamiento y velocidad) y otro conmutador para elegir el rango de medida. En algunos casos pueden almacenar en una memoria sucesivas medidas.

Los **analizadores de vibración** son sistemas de adquisición de datos más complejos. Están preparados para medir cualquiera de los parámetros y también para medir frecuencias. Esto permite efectuar el análisis de la vibración, realizando la medida del parámetro para cada frecuencia elegida y seleccionada. La selección de la frecuencia puede hacerse en forma manual o automática, mediante un barrido.

Seleccionar o sintonizar una frecuencia significa aplicar un filtro, que de forma ideal debería impedir totalmente el paso de las señales de frecuencias mayores y de frecuencias menores que la elegida.

En la práctica el filtro tiene una curva característica como la indicada en la figura 4.5. En ella se ha supuesto que la frecuencia elegida es, por ejemplo, de 1000 c.p.m. La vibración de esta frecuencia exacta puede atravesar el filtro y ser medida. Otros armónicos de mayor o de menor frecuencia, son amortiguados en parte por el filtro. Cuanto más alejada sea su frecuencia de la central, menor cantidad pasa a través del filtro. Se han marcado las frecuencias críticas superior e inferior, entendiéndose por tales aquellas para las que el paso es del 70 %. En el ejemplo son 1050 y 950 c.p.m. Se dice así que el paso de banda o anchura del filtro es de 100 c.p.m. en este caso. Suele ser más frecuente no dar el valor de esta anchura en términos absolutos, sino relativos. En el ejemplo, los 100 c.p.m. de la anchura suponen el 10 % de la frecuencia central.

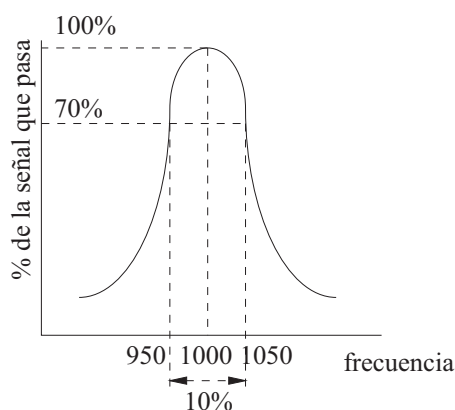


Figura 4.5: Esquema de un filtro en frecuencias

Así, éste sería un filtro del 10 % de anchura de banda. Un filtro con esta anchura de banda se considera un filtro ancho; valores del 5 % o menores son considerados angostos. Los analizadores mas evolucionados ofrecen también la posibilidad de elección entre varios anchos de banda del sistema de filtrado.

De esta manera, eligiendo adecuadamente las frecuencias, se puede ir separando (analizando) la importancia de cada una de las vibraciones presentes y, a partir de ella, correlacionarlas con el problema mecánico causante de cada vibración.

Otros dispositivos que pueden ser de interés en el sistema de adquisición de los datos, son :

- **Osciloscopio.** Algunos de los problemas mecánicos causantes de la vibración anómala dan lugar a una señal con una forma de onda característica. Por ello puede ser importante visualizar en la pantalla de un osciloscopio conectado al analizador la forma de la señal, como ayuda para establecer la relación correcta entre la vibración registrada y el problema que es su causa.
- **Lámpara estroboscópica.** Es una lámpara que emite destellos luminosos muy breves, con una frecuencia regulable. Esta regulación puede ser manual o bien puede seguir automáticamente una frecuencia de vibración deseada, si se sintoniza adecuadamente con un analizador. Si la frecuencia de la lámpara coincide con la de la vibración de un cierto elemento, le veremos instantáneamente siempre en la misma posición y nos dará la sensación de que está en reposo. Esto permite ajustar el valor de la frecuencia de esta vibración y poder seleccionarla adecuadamente en el analizador. Puede servir igualmente para conocer la velocidad de rotación de un eje, si al iluminarle le vemos en reposo. Otra aplicación puede ser la de discernir si las frecuencias de vibración de dos elementos son exactamente iguales; basta con ajustar la frecuencia de la lámpara a uno de ellos, hasta verle en reposo aparente y observar si el segundo elemento permanece igualmente en reposo aparente o le vemos describir un lento movimiento.
- **Grabadoras de cinta.** Las señales de vibración pueden ser registradas mediante una grabadora de cinta magnética. De esta forma pueden hacerse los análisis posteriormente, repitiéndolos tantas veces como se estime necesario y siendo efectuados por personas especializadas, distintas de las encargadas de la toma de datos. Pueden también recopilarse datos en varios canales de forma simultánea. Entre sus inconvenientes se pueden citar, por ejemplo, el que la cinta, con cierta facilidad, puede incorporar ruido a la señal registrada y el que el análisis a posteriori no permite la verificación de hipótesis in situ o las comprobaciones que se pudieran estimar convenientes.

4.5. Analizadores dinámicos de señal

El proceso de análisis descrito en el epígrafe anterior, con la curva de respuesta del filtro dibujada en la figura 4.5, puede dar lugar a una fiabilidad limitada en la práctica y a una gran lentitud de operación, al tener que ir desplazando el filtro a todas las frecuencias de interés para el análisis. Supongamos que, siguiendo el ejemplo descrito allí, el filtro tiene su frecuencia central en 1000 c.p.m. Si existe, al medir velocidades, una vibración de esta frecuencia y amplitud de 1mm/s, pero existe otra vibración de frecuencia 1050 c.p.m. y de amplitud de 2 mm/s, el filtro dejará pasar el 70 % de esta última, es decir, registrará una amplitud de 1,4 mm/s y atribuiremos este valor a la frecuencia de 1000 c.p.m., a la que teníamos sintonizado el filtro.

Una forma de trabajo más precisa es calcular la transformada de Fourier de la señal recibida, es decir el cálculo de la componente de cada frecuencia.

Los analizadores dinámicos tienen incorporado un microprocesador, que mediante la programación de un algoritmo adecuado, calcula la transformada rápida de Fourier (FFT, Fast Fourier Transformed, en la literatura anglosajona), estudiada anteriormente. Este análisis puede realizarse también en un ordenador que procese los datos adquiridos por un analizador, un osciloscopio, etc.

El manejo de analizadores que calculen la FFT supone la utilización de tecnología digital para convertir una señal de vibración en un conjunto discreto de puntos. La existencia de un determinado periodo o frecuencia de muestreo unido al número de muestras que se capture va a condicionar la frecuencia máxima que se puede estudiar y la separación en frecuencia entre dos muestras (líneas del espectro). Es por ello necesario algunos términos habituales cuando se está haciendo uso de analizadores de vibración y que van a determinar la calidad del estudio a realizar.

Cuando se habla de espectro de vibración se suele hacer referencia bien al módulo del espectro o bien a su cuadrado, denominado **espectro de potencia**. En ellos se denomina **líneas de resolución** al número de muestras del espectro. Se llama **resolución** a la diferencia entre dos frecuencias consecutivas, y que resulta del cociente entre la frecuencia máxima y el número de líneas de resolución. Deberán tenerse en cuenta estos parámetros para realizar un correcto análisis de vibración. Así, cuando se desee estudiar con detalle una zona del espectro en donde sea importante separar frecuencias próximas, deberá buscarse una resolución elevada aún a costa de que la frecuencia máxima sea baja y pueda perderse información de otro tipo de problemas; si por el contrario desean registrarse problemas que se producen a elevadas frecuencias, deberá fijarse una frecuencia máxima también elevada lo que provoca una baja resolución que afecta al diagnóstico de problemas en baja frecuencia. Por ello deben analizarse a priori las frecuencias esperadas en cada punto de medida, por lo que a veces puede resultar necesario tomar más de un espectro con diferentes características en un mismo punto.

Capítulo 5

Control de vibraciones

5.1. Introducción

En un ambiente industrial hay múltiples fuentes de vibraciones: procesos de impacto como por ejemplo en los apilamientos o voladuras; maquinaria rotativa o alternativa como son motores y compresores; vehículos de transporte como camiones, trenes y aviones; corrientes de fluidos; etc. La presencia de las vibraciones frecuentemente conlleva efectos indeseables como fallos mecánicos o estructurales, aumento de la frecuencia y el costo del mantenimiento, ambientes laborales no confortables, incluso problemas sobre los humanos. Estas perturbaciones indeseadas pueden ser generalmente eliminadas aplicando la teoría de vibraciones mecánicas, como ocurre por ejemplo con los absorbedores dinámicos de vibraciones.

En este capítulo se tratará el control de vibraciones por medio del control de frecuencias propias, aislamiento de vibraciones y absorbedores dinámicos. También se analizará el mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones en maquinaria rotativa por su gran aplicación que tiene hoy en día en la industria.

5.2. Control de vibraciones

Es importante destacar que el proceso de eliminación de vibraciones durante la fabricación, puede ser muy caro y debe alcanzarse un compromiso razonable entre costo y nivel de vibraciones. Sin embargo, es destacable que en la etapa de diseño se pueden introducir las mejoras necesarias para obtener maquinaria con unos niveles de vibración bajos a un menor costo.

En la figura 5.1 se muestra una clasificación de la maquinaria en función de la vibración medida en desplazamiento y velocidad; estas curvas muestran si es

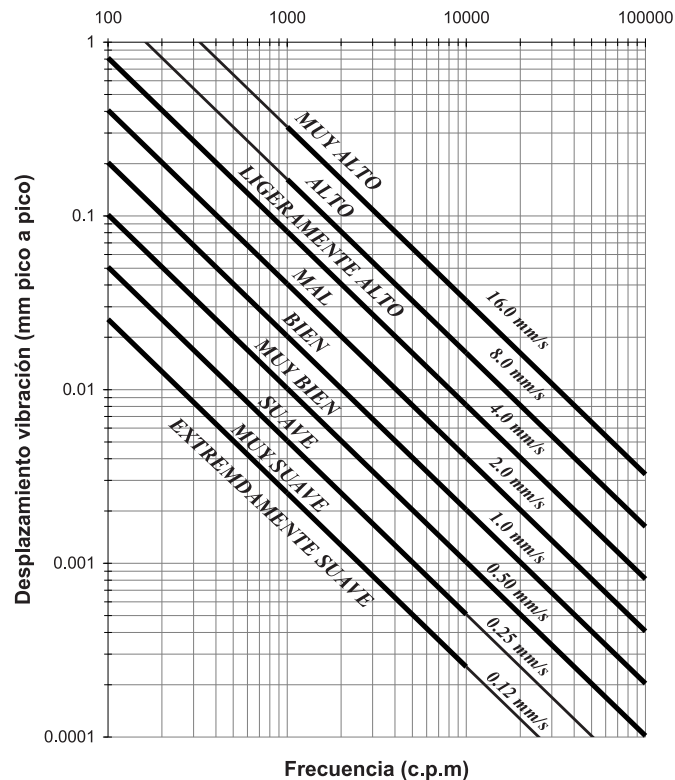


Figura 5.1: Gráfico de la severidad de la vibración en maquinaria rotativa. Desplazamiento “mm pico a pico” y velocidad “mm/s pico”

aceptable un determinado nivel vibracional en función de la frecuencia o velocidad de funcionamiento.

Los métodos generales de control de vibraciones en un determinado sistema son los siguientes:

- Eliminar o reducir las fuerzas dinámicas, como por ejemplo el desequilibrio, que pueden causar altas vibraciones.
- Controlar las frecuencias naturales del sistema, evitando la resonancia bajo excitaciones externas.
- Prevenir una respuesta del sistema excesivamente grande, incluso en la resonancia introduciendo amortiguamiento o mecanismos de disipación de energía.
- Reducir la transmisión de fuerzas de excitación de una parte a otra de la máquina empleando aisladores de vibración.
- Disminuir la respuesta del sistema empleando un absorbedor dinámico o añadir una masa auxiliar neutralizadora.

5.2.1. Control de las frecuencias propias

El fenómeno de resonancia, es decir la coincidencia de la frecuencia de una excitación con una frecuencia propia del sistema, puede producir grandes respuestas con el consiguiente riesgo de fallo del sistema. En algunas ocasiones no es necesaria una gran excitación externa; basta una pequeña fuerza excitadora para causar una respuesta indeseable por estar en las proximidades de una frecuencia de resonancia, cuando los sistemas tienen un amortiguamiento bajo. El fallo del sistema se puede producir por causa de una elevada amplitud en un instante determinado o por la rotura prematura debido a la fatiga de los materiales por trabajar constantemente sometidos a una carga que no se había tenido en cuenta en el diseño. Las actuaciones que se pueden tomar para evitar estas situaciones son las siguientes:

- **Modificando la excitación externa**

Para un sistema dinámico con unas frecuencias naturales conocidas se puede actuar sobre las frecuencias de las excitaciones externas para alejarse lo más posible de la condición de resonancia.

- **Modificando las frecuencias propias**

Si no es posible regular la frecuencia de la excitación externa, se puede modificar las frecuencias propias. En un sistema sin amortiguamiento de un grado de libertad, la ecuación 2.5 muestra que la frecuencia propia del sistema puede cambiarse variando la masa m o rigidez k . Esta conclusión se puede extrapolar a un sistema continuo o con múltiples grados de libertad, modificando las frecuencias propias actuando sobre la masa o rigidez de los elementos que lo componen.

En algunos casos la masa del sistema no puede ser cambiada fácilmente porque está determinada en función de los requerimientos dinámicos del sistema, de ahí que casi siempre se actúe sobre la rigidez para modificar las frecuencias propias.

Planteemos un ejemplo: en un sistema compuesto por un eje con un volante de inercia, se puede modificar la frecuencia propia del sistema de dos formas: variando la masa del volante o la rigidez del eje. La modificación de la masa generalmente no se puede realizar porque los volantes de inercia se diseñan en función de la energía que deben almacenar en un ciclo; la rigidez se modificaría cambiando el material o la posición y número de los soportes del eje.

5.2.2. Aislamiento de vibraciones

Introduzcamos un sistema sencillo para conseguir el aislamiento de vibraciones forzadas, a partir de los conocimientos de sistemas con un grado de libertad. Para ello analizaremos cómo seleccionar adecuadamente aislantes, en función de la fuerza que se transmite en las uniones entre un sistema y la cimentación que lo soporta. Supondremos siempre que estamos ante un sistema constituido por una masa (la

consideraremos un sólido con un solo grado de libertad: la dirección vertical) sometida a una excitación vertical senoidal $F_0 \sin \omega t$. Cuando se habla de estudios de aislamiento, suele denominarse **transmisibilidad** al grado de reducción conseguido en la vibración, y que coincidirá con el factor de amplificación comentado en apartados anteriores y dado por 2.39. Así, si la fuente de vibración es una fuerza oscilante, representa la relación entre la fuerza transmitida a la cimentación, en relación con la fuerza excitadora. Si la fuente fuera el propio movimiento de la cimentación, representaría la relación entre la amplitud del movimiento del equipo y del movimiento de la cimentación.

Teniendo en cuenta el valor del desplazamiento dado por 2.35, la fuerza transmitida a la cimentación será:

$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) = kX_0 \sin(\omega t + \Phi) + c\omega X_0 \cos(\omega t + \Phi) , \quad (5.1)$$

y su módulo

$$|F_t| = [(kx)^2 + (c\dot{x})^2]^{1/2} = X_0 \sqrt{k^2 + c^2 \omega^2} . \quad (5.2)$$

La transmisibilidad será, por tanto:

$$T = \frac{|F_t|}{F_0} = \frac{\sqrt{k^2 + c^2 \omega^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} . \quad (5.3)$$

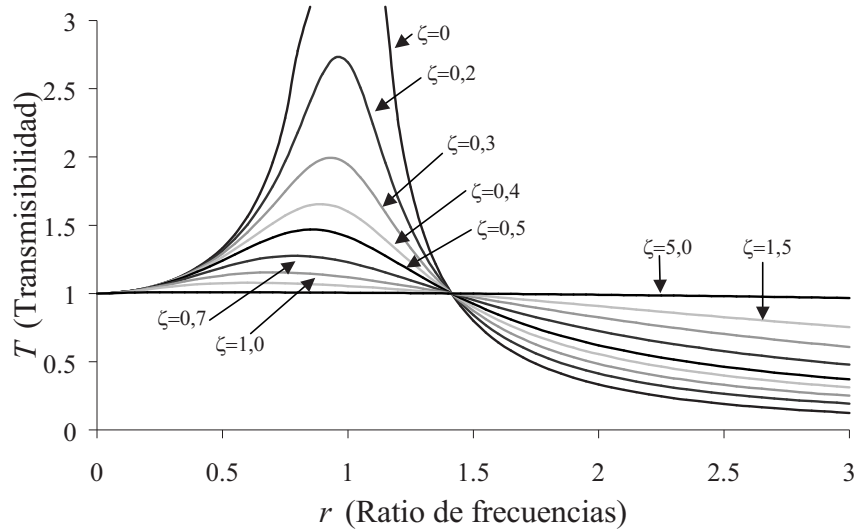


Figura 5.2: Transmisibilidad versus ratio de frecuencias

La figura 5.2 representa T en función de la frecuencia. Es similar a la figura 2.13, salvo en que todas las curvas pasan por el mismo punto $r = \sqrt{2}$. Consideremos, en primer lugar, que la masa estuviese rígidamente unida a su cimentación, esto es, $k = \infty$. La frecuencia natural del sistema será

$$\omega_n = \sqrt{k/m} = \infty . \quad (5.4)$$

Por tanto, $\omega/\omega_n = 0$ y la fuerza transmitida es igual a la fuerza aplicada, según se desprende de 5.3 o de la figura 5.2.

Si suponemos la masa unida mediante un sistema de rigidez k y sin amortiguamiento (como puede suponerse en el caso de resortes de acero), la transmisibilidad dada por 5.3 con $\zeta = 0$, nos indica la relación entre la fuerza aplicada y la fuerza transmitida a la cimentación. Observando la figura 5.2, puede verse que la rigidez a emplear para que disminuya la fuerza transmitida debe ser tal que la relación $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$. Deberá tenerse en cuenta, por tanto, el valor de la frecuencia forzada y elegir el material aislante de manera que $\omega_n = \sqrt{k/m}$ verifique la relación anterior. Esto es, se procurará que la frecuencia natural del sistema sea baja comparada con la de la perturbación, empleándose, por tanto, resortes muy blandos.

Si consideramos ahora que el elemento empleado para el aislamiento fuese un amortiguador viscoso puro (esto es, con una fuerza opuesta en todo momento a la velocidad y lineal con ella $f_c = c\dot{x}$), conectado rígidamente entre el equipo y la cimentación, puede observarse en la figura 5.2 (o bien deducirse de la expresión para la transmisibilidad) que la amortiguación sólo es útil para $\omega/\omega_n < \sqrt{2}$.

Si el elemento viscoso estuviese elásticamente conectado, esto es, que presentase tanto un amortiguamiento c como una rigidez k , debe observarse que la zona donde la amortiguación es útil ($\omega/\omega_n < \sqrt{2}$), coincide con la zona en que el elemento elástico amplifica la excitación. De ello se deduce que, para disminuir la influencia negativa de las vibraciones, deberá procurarse elegir una unión entre sistema y cimentación de manera que $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ y emplear un amortiguamiento no muy elevado, sino únicamente lo suficientemente grande para evitar el peligro de amplitudes elevadas al paso por frecuencias inferiores (especialmente para $\omega = \omega_n$), si la excitación no fuera constante (imagínese, por ejemplo, el caso de una máquina rotativa, en los instantes de arranque o parada). Un sistema muy adecuado sería emplear amortiguamientos dependientes de la frecuencia, que alcanzaran valores elevados únicamente para frecuencias bajas.

Entre los materiales que tradicionalmente se emplean como aisladores de vibraciones se encuentran los muelles metálicos o neumáticos, elastómeros (gomas naturales y sintéticas), plásticos, corcho, fieltro, etc.

Los elastómeros tienen como ventajas tener tanto propiedades elásticas como viscosas, así como la facilidad para trabajar con ellos, requiriendo normalmente un mínimo espacio y peso para su empleo. Dentro de los materiales sintéticos más usados se encuentra el neopreno, ciertos nitrilos y las gomas de silicona.

Análoga función cumplen los plásticos, aunque algunos pierden propiedades a elevadas temperaturas (normalmente su uso está limitado a 80°C). Por ejemplo, poliestireno para estructuras y butadieno o estireno como material flexible.

Los muelles metálicos se emplean cuando se necesita resistir grandes deflexiones estáticas, en condiciones de trabajo difíciles para gomas y plásticos, o si se requiere

bajo coste. Los materiales metálicos tienen, sin embargo, problemas de fatiga ante cargas repetitivas cíclicas, como ocurre con las vibraciones.

Los muelles neumáticos, que emplean gas comprimido como elemento flexible, son muy útiles, por su parte, para bajas frecuencias. Su uso como aislante puede hacer descender la frecuencia natural de un sistema hasta 10 veces.

5.2.3. Absorbente dinámico de vibraciones

Al estudiar los sistemas con un grado de libertad y sus aplicaciones a los absorbentes de vibraciones, se ha podido observar las dificultades existentes en el caso en que la fuerza excitadora armónica tiene una frecuencia próxima a la frecuencia natural del sistema a controlar. A veces no resulta sencillo variar la masa o la rigidez del sistema, para modificar así la frecuencia natural y alejarse de la zona de resonancia. También es posible que no resulte conveniente emplear amortiguadores convencionales.

Si analizamos lo estudiado en este capítulo, podemos concluir que al aumentar las libertades de un sistema, aumentan también el número de frecuencias a las cuáles puede entrar en resonancia al ser excitado armónicamente. Pero de los resultados de cálculo, también puede observarse que las frecuencias naturales varían al modificar los grados de libertad. Esto es, si convertimos nuestro sistema de un grado de libertad en otro con dos libertades, añadiendo elementos adecuados, el sistema original con una frecuencia natural, se transforma en otro con dos frecuencias, pero diferentes ambas de la anterior. Este es el fundamento del absorbente dinámico de vibraciones: si la frecuencia excitadora era próxima a la frecuencia natural del sistema con un grado de libertad, realizando modificaciones adecuadas, permanecerá alejada de las dos frecuencias naturales del sistema resultante.

Básicamente un absorbente dinámico de vibraciones no es sino un sistema masa-amortiguador-muelle que se acopla al sistema de estudio para reducir sus vibraciones. Tanto el elemento amortiguador como el muelle pueden ser suprimidos, dando lugar a diferentes tipos de absorbentes.

Consideremos el sistema constituido por la masa m suspendida por un muelle de rigidez k (figura 5.3), sistema de un grado de libertad no amortiguado, al que se somete a la fuerza periódica $F(t) = F_0 e^{i\omega t}$. El absorbente está constituido por una segunda masa m_a suspendida de un muelle de rigidez k_a y con un amortiguador de coeficiente c_a .

La frecuencia natural del sistema original es $\omega_n = \sqrt{k/m}$. Al aplicar el absorbente, el sistema está constituido por dos grados de libertad, el desplazamiento x de la masa m y el x_a de la masa m_a . La ecuación matricial representativa del movimiento

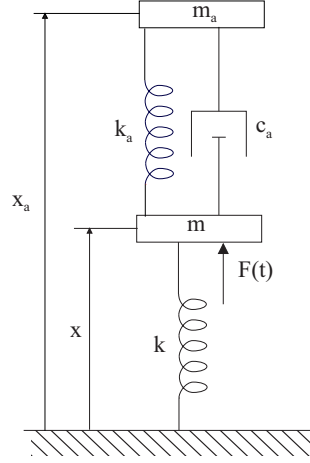


Figura 5.3: Esquema de un absorbente dinámico de vibraciones

es ¹:

$$\left[-\omega^2 \begin{pmatrix} m_a & 0 \\ 0 & m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_a & -k_a \\ -k_a & k + k_a \end{pmatrix} + i\omega \begin{pmatrix} c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{pmatrix} \right] \begin{Bmatrix} x_a \\ x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_0 \end{Bmatrix}. \quad (5.5)$$

Para comprender la respuesta del sistema, introduzcamos el ratio de masa $\mu = m_a/m$, el ratio de rigidez $\chi = k_a/k$, el ratio de sintonización $\tau = \chi/\mu$ y la frecuencia adimensional $\omega^* = \omega/\omega_n$. La respuesta del sistema original, vendrá dado por el elemento $H_{22}(\omega)$, cuyo valor puede calcularse a partir de 2.67:

$$|H_{22}| = \frac{1}{k} \sqrt{\frac{(\tau - \omega^{*2})^2 + c^{*2}\omega^{*2}}{f^2(\omega^*) + c^{*2}\omega^{*2}g^2(\omega^*)}}, \quad (5.6)$$

siendo $f(\omega^*) = \omega^{*4} - \omega^{*2}(1 + \chi + \tau) + \tau$, $g(\omega^*) = 1 - \omega^{*2}(1 + \mu)$ y $c^* = c_a/\mu\sqrt{km}$.

Analicemos la expresión 5.6. El ratio de sintonización τ coincide con la raíz cuadrada del cociente entre la frecuencia natural del sistema original ω_n y la frecuencia natural del elemento absorbente. En el caso de que el absorbente no presente

¹Para obtener las ecuaciones de movimiento del sistema, pueden considerarse sus energías potencial, cinética y disipativa, en función de las dos coordenadas generalizadas q_i (x_a y x) y las fuerzas generalizadas Q_i (0 y F_0), que se expresan por

$$V = \frac{1}{2}[kx^2 + k_a(x_a - x)^2] \quad ; \quad T = \frac{1}{2}(m_a\dot{x}_a^2 + m\dot{x}^2) \quad ; \quad F = \frac{1}{2}c_a(\dot{x}_a - \dot{x})^2,$$

y aplicar las ecuaciones de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_i} = Q_i$$

amortiguamiento ($c_a = 0$), el desplazamiento de la masa m se anula cuando el cuadrado de la frecuencia adimensional coincide con el ratio de sintonización. Se logra así anular completamente la vibración para una frecuencia determinada, aún a costa de producir dos nuevos picos de resonancia (figura 5.4). Si la frecuencia excitadora es constante, bastará con sintonizar el amortiguador a esa frecuencia para que la vibración quede anulada.

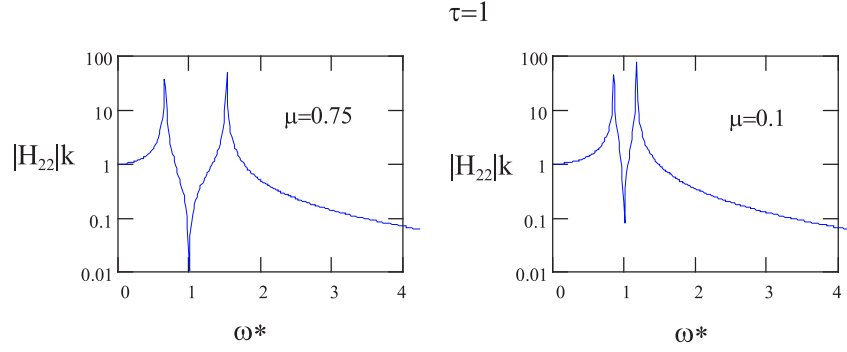


Figura 5.4: Respuesta de un sistema con un absorbente dinámico de vibraciones

El modo de funcionamiento del sintonizador puede comprenderse fácilmente observando que la sintonización del amortiguador a una determinada frecuencia equivale a producir un movimiento de la masa m_a capaz de producir a su vez sobre la masa m , una fuerza que anula la fuerza F_0 de excitación. En consecuencia, la amplitud del movimiento de la masa m_a aumenta conforme decrece μ , tendiendo a infinito al tender m_a a cero, esto es, cuanto más pequeña sea la masa del absorbente, mayor deberá ser la amplitud del movimiento de la misma.

En el caso de que se desee reducir la amplitud en una zona mayor y no solamente en un pequeño entorno de la frecuencia natural, será necesario emplear amortiguadores. Cuando esto ocurre, los nuevos máximos de resonancia no tienen por qué tener la misma amplitud, dependiendo su posición en el espectro, además, de si se emplean amortiguamientos débiles o altos. Una forma razonable de optimizar el amortiguamiento es sintonizar el sistema (esto es, elegir el valor de k_a) forzando a que existan dos picos de resonancia con aproximadamente la misma amplitud. Este valor puede deducirse que viene dado por

$$\chi_{opt} = \frac{\mu}{(1 + \mu)^2} . \quad (5.7)$$

En realidad, es imposible lograr un valor de amortiguamiento que dé exactamente esa igualdad de amplitudes de resonancia. Un valor de amortiguamiento que da una buena aproximación es

$$c_{opt} = \sqrt{k m} \sqrt{\frac{3\mu^3}{2(1 + \mu)^3}} , \quad (5.8)$$

que conduce a una amplitud máxima dada por

$$|H|_{max} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (5.9)$$

5.3. Vibraciones en maquinaria rotativa

Una vez que se ha detectado un nivel anormal de vibraciones, para encontrar cuál es el fallo antes de que se produzca una rotura catastrófica, es muy útil recurrir al análisis de vibraciones para identificar y ubicar el problema con precisión. Para realizar una correcta interpretación, normalmente se emplean datos tomados de las siguientes formas:

- Mediciones de nivel de vibración total.
- Mediciones de amplitud versus frecuencia.
- Mediciones de amplitud versus tiempo.
- Mediciones de fase.
- Observaciones de la forma de onda.

El mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones se basa generalmente en el diagnóstico de los defectos en la maquinaria a partir del análisis espectral, correlacionando la aparición de los mismos con modificaciones características en la amplitud y la fase del espectro de la vibración. Para algún problema particular puede ser necesario tomar además otros tipos de datos.

Todas las vibraciones que se verifican en la máquina tienen una causa y un efecto. La experiencia nos indica que es absolutamente obligatorio desarrollar la capacidad de reconocimiento de la características de amplitud, frecuencia y fase relacionadas con las posibles causas de problemas vibratorios.

En la práctica, aproximadamente el 90 % de los problemas de vibraciones que se observan en la maquinaria son producidos por desequilibrio. Otros problemas que frecuentemente provocan vibración en los rotores, son las desalineaciones, daños en rodamientos y holguras. Existen otras causas de vibración menos frecuentes como son las fuerzas electromagnéticas y las aerodinámicas. La resonancia es otra de las causas mas frecuentes que provocan daños de importancia en las máquinas: pese a que en la fase de diseño se hayan estudiado detenidamente los valores de las frecuencias críticas, es muy habitual que en la práctica las velocidades críticas y los factores de amortiguamiento no sean los esperados. En las referencias [3] y [12] se puede obtener una información detallada sobre los métodos de detección y eliminación de vibraciones en maquinaria rotativa.

A continuación se describirán las bases para la detección a través de vibraciones de las averías más comunes en maquinaria rotativa: desequilibrio, desalineación, holguras, piezas sueltas, rodamientos, engranajes, correas de transmisión, problemas eléctricos, cojinetes y averías debidas a fuerzas hidrodinámica y aerodinámicas.

5.3.1. Desequilibrio y excentricidad

El desequilibrio y la excentricidad son las causas más comunes de vibración en la maquinaria rotativa. El desequilibrio se origina por no estar la masa uniformemente distribuida respecto del centro de giro del rotor, de modo que el centro de gravedad y el centro de giro no coinciden. La excentricidad existe siempre que la línea central (eje longitudinal) de rotación del eje no coincide con el eje longitudinal geométrico del rodete. Excentricidad en este caso no significa “ovalización”, sino que la línea central del eje no es la misma que la línea central del rotor, es decir el centro de rotación verdadero difiere de la línea central geométrica. La excentricidad es, en realidad, una fuente de desequilibrio, debida a un mayor peso de un lado del centro de rotación con respecto al otro.

Imagínese un ventilador de mina con partículas de polvo adheridas de una manera más o menos uniforme en todos los álabes del ventilador. Si en un momento dado, se despega de uno de los álabes la masa de polvo acumulado, el peso de ese álabe será menor que el del resto de los álabes, provocando un desequilibrio. Presencia de pequeñas grietas o poros, álabes no equidistantes, distinta erosión de los mismos, etc. pueden ser causa de problemas de desequilibrio.

La suma de todas las fuerzas se supone concentrada en un punto del rotor denominado punto pesado, que no es sino el centro de momentos de todas las fuerzas. El desequilibrio representa, por tanto, un par de fuerzas, aunque se mide en unidades de masa por unidades de longitud, normalmente gramos-milímetro, es decir, g·mm. Obviamente cuanto más alejado del centro de giro del rotor se encuentre el punto pesado, más grave será el desequilibrio. Existen tres tipos fundamentales de desequilibrio:

- Desequilibrio estático.

El desequilibrio está situado en el plano perpendicular al eje de rotación que contiene el centro de masas del rotor. Si se mide la vibración producida en ambos extremos del rotor, tendría la misma amplitud, porque las fuerzas generadas son las mismas, y la misma fase, dado que el efecto que se tiene es la subida y la bajada del eje principal de inercia.

- Desequilibrio de par.

La masa de desequilibrio se distribuye en dos masas iguales situadas en ambos extremos del rotor y en puntos opuestos con respecto al centro de masas. La consecuencia es que el eje principal de inercia pivota en torno al centro de masas, con lo que la vibración en ambos extremos tiene la misma amplitud, pero fase opuesta: la diferencia de fase es de 180° entre ambos lados del eje del rotor.

- Desequilibrio dinámico.

Este desequilibrio es la composición de los dos desequilibrios anteriores. Consecuentemente las fuerzas generadas en ambos extremos son distintas y la fase

también puede ser cualquiera. Es importante determinar cuál de las componentes es más importante del desequilibrio presente (estática o de par).

Teniendo en cuenta todo lo anterior, puede concluirse que el desequilibrio se detectará midiendo la vibración en dirección radial, no axial, a la velocidad de giro de la máquina, mientras que si se desea detectar el tipo de desequilibrio, se recurrirá a las medidas de fase. En la tabla 5.1, se resumen las características comunes de estos tres tipos de desequilibrio.

Tipo	frecuencia (c.p.m)	Amplitud en extremos	Fase en extremos	Dirección medida
Estático	1 x r.p.m.	Misma Amplitud	Misma fase	Radial
De par	1 x r.p.m.	Misma Amplitud	Desfase de 180°	Radial
Dinámica	1 x r.p.m.	Diferente Amplitud	Cualquiera	Radial

Tabla 5.1: Diferencias entre diversos tipos de desequilibrio

La amplitud del pico de vibración debido a un problema de desequilibrio, suele ser bastante grande. En cuanto a la dirección radial en que se produce (horizontal o vertical), dependerá de la libertad que tenga la máquina de vibrar en una u otra dirección.

Aunque la excentricidad es una fuente de desequilibrio puede ser corregida en muchos casos con técnicas rutinarias de equilibrado, con pesas de corrección del rotor. El problema de la excentricidad se manifiesta en vibración de forma análoga al desequilibrio. La forma de distinguir si se trata de uno u otro problema es mediante un sensor de fase (lámpara estroboscópica, célula fotoeléctrica), ya que en el caso de la excentricidad, cuando se cambia el sensor de posición un determinado ángulo, el ángulo de fase no cambia.

La excentricidad en rodetes o rotores de ventiladores, soplantes, bombas y compresores puede también crear fuerzas vibratorias. En esos casos son el resultado de fuerzas aerodinámicas o hidráulicas desiguales que actúan contra el rotor. Tales fuerzas son mayores contra el lado “alto” del rotor, produciendo una vibración muy similar a la provocada por un desequilibrio. No hay una prueba concreta para determinar la excentricidad en este tipo de máquinas, excepto tratar de equilibrarlas. Si el equilibrado falla, se deberá inspeccionar el impulsor, para descubrir eventuales daños, desgaste, o excentricidad en los cojinetes del eje.

A partir del análisis de vibraciones se puede determinar la posición y masa para equilibrar una máquina. Las técnicas de equilibrado se clasifican en función del número de planos donde se realiza el equilibrado:

- **Equilibrado en un solo plano**

El equilibrado en un solo plano se aplica a elementos con forma de un fino disco circular, como un volante de inercia, rueda o disco de frenado montado en un eje. Con esta técnica de equilibrado solamente se puede solucionar el problema de un desequilibrio estático.

- **Equilibrado en dos planos**

El equilibrado en dos planos se aplica a rotores rígidos cuya longitud no es despreciable. En este caso la masa de desequilibrio se puede encontrar a lo largo de la longitud del rotor, lo que puede generar un desequilibrio de par o dinámico. Como planos de equilibrado se suelen tomar los extremos del rotor.

Una información detallada sobre el proceso de equilibrado mediante análisis de vibraciones en uno y dos planos se puede encontrar en las referencias [12] y [21].

5.3.2. Desalineación

La desalineación es un problema extremadamente común. A pesar de los cojinetes “auto-alineantes” y manguitos de unión flexibles es difícil alinear dos ejes y sus correspondiente cojinetes o rodamientos de forma que no existan fuerzas que causen la vibración.

La falta de alineamiento, aun con manguitos de unión flexibles, produce fuerzas tanto radiales como axiales, que a su vez producen vibraciones radiales y axiales. Cuanto mayor sea la amplitud de vibración, peor será el problema de desalineación que se presentará.

Un problema de desalineación, si se observa el espectro de la vibración en sentido radial, puede ser confundido, en ocasiones, con un problema de desequilibrio. Pero uno de los indicios más importantes debidos a desalineación y ejes torcidos es la presencia de una elevada vibración también en sentido axial. En general, toda vez que la amplitud de la vibración axial sea mayor de la mitad de la lectura radial más alta, hay que pensar que tenemos un problema de desalineación o de un eje torcido. Hay tres tipos de desalineación:

- **Desalineación angular.**

La desalineación angular produce alta vibración a la velocidad de giro, con lo que podría confundirse con un desequilibrio. Sin embargo, en el caso de desalineación, la vibración axial es superior al 50 % de la vibración radial.

- **Desalineación “offset”.**

Esta desalineación produce alta vibración al doble de la velocidad de giro, ya que, en cada vuelta, excitan la vibración cada uno de los dos brazos del eje. También aparece vibración a la velocidad de giro, por el desequilibrio asociado a este problema.

- Desalineación mixta.

Esta desalineación es una combinación de las dos anteriores. Aparece también un pico a tres veces la velocidad de giro.

En un problema de desalineación, la amplitud mayor puede darse a cualquiera de los picos del espectro ($1\times\text{rpm}$, $2\times\text{rpm}$ o $3\times\text{rpm}$). También puede ocurrir que no aparezca alguno de los picos de dos o tres veces la velocidad de giro. Para determinar el elemento que produce la desalineación dentro de la máquina, se recurrirá a tomar medidas de fase en dirección axial. El elemento que haga que la fase de vibración se invierta con respecto a la anterior medida, será el causante de la desalineación.

Hay que considerar también que las condiciones de desalineación no siempre involucran un acoplamiento entre ejes: la falta de alineamiento entre un rodamiento y su eje pueden producir estas condiciones. Cuando un rodamiento no está alineado con su eje, existe vibración axial aun cuando la pieza esté equilibrada. Esta vibración únicamente puede ser eliminada corrigiendo la instalación del rodamiento.

Otra condición de falta de desalineación que produce una alta vibración axial es la mala alineación entre poleas y piñones en los sistemas de bandas en “V” y de transmisión por cadena. Tales condiciones tienen como resultado no solamente una vibración destructiva, sino que también aceleran el desgaste de poleas, piñones, cadenas y bandas de accionamiento.

5.3.3. Holguras y piezas sueltas

Supongamos una máquina con un movimiento de rotación, sujeta por una serie de abrazaderas atornilladas con pernos. Aunque esté perfectamente equilibrada siempre se encontrará un cierto desequilibrio residual. Si uno de los pernos de sujeción estuviese flojo, cuando la fuerza de dicho desequilibrio tuviese una componente hacia arriba suficiente, se produce un “levantamiento”, que producirá un impacto. Dicho impacto se repetirá, en el lado contrario, al caer el cuerpo, si dicha fuerza no fuese suficiente para compensar el peso. Si dos pernos hubiesen estado flojos, el número de impactos hubiese sido cuatro. Si la holgura fuese más severa, tendríamos un número de impactos mayor, pero siempre en número par. Así el problema mecánico del aflojamiento y la acción de golpeo resultante, producen vibración a una frecuencia doble de la velocidad de giro, o a un múltiplo mayor, pero siempre par. La vibración puede ser resultado de pernos de montaje sueltos, de holgura excesiva en los rodamientos, o de fisuras en la estructura o en el pedestal de soporte. Se debe hacer hincapié en que la fuerza excitatriz es el desequilibrio, de manera que en una máquina perfectamente equilibrada, este problema no se detectaría.

La amplitud de la vibración será más alta en la dirección de la holgura. En el caso de múltiples elementos apoyados, para determinar el elemento que produce la holgura, se recurriría a un sensor de fase, midiéndola en cada elemento. En el

momento en que al pasar de uno a otro elemento cambie la fase, se tendrá localizado el elemento que la provoca.

5.3.4. Rodamientos

La mayor parte de las máquinas rotativas están dotadas de rodamientos. Los rodamientos trabajan durante largos periodos de tiempo en condiciones generalmente adversas; y cuando los rodamientos de estas máquinas fallan, el tiempo muerto puede resultar muy costoso. Actualmente el análisis de vibraciones, junto con un buen programa de mantenimiento preventivo, es la mejor forma de evaluar su estado real, y evitar largas y costosas averías con su rotura. Los rodamientos son fabricados siguiendo normas muy estrictas de control de calidad; y, por tanto, resultan ser unos de los dispositivos de mayor precisión disponibles. La vida útil de un rodamiento depende de las condiciones en que fue fabricado, el cuidado prestado durante el almacenamiento y el manejo, la realización de su instalación, las condiciones de carga y el ambiente operativo en general.

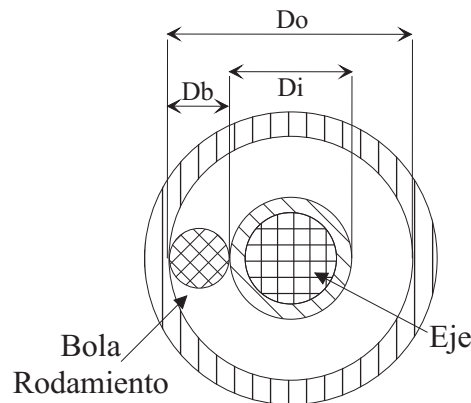


Figura 5.5: Descripción de los elementos de un rodamiento

La frecuencia de paso de las bolas de un rodamiento no es la misma que la velocidad de giro, ni es la misma por la pista externa que por la pista interna, dado que las bolas giran sobre si mismas. Como dato orientativo, puede indicarse que el paso por la pista interna se produce al 60 % del numero de bolas por la velocidad de giro, y el paso por la externa al 40 % del numero de bolas por la velocidad de giro. Las frecuencias de rotación generadas por un rodamiento defectuoso no ocurren, pues, en múltiplos enteros de la velocidad de giro del eje. Existen cuatro tipos de frecuencias principales relacionadas con los rodamientos, que pueden ser calculadas de acuerdo con las dimensiones de los componentes del rodamiento. Si se conocen éstas (véase la figura 5.5), se pueden calcular las frecuencias de rotación, según las siguientes fórmulas:

- Defecto de la jaula: $f_{\text{jaula}} = \frac{D_i}{D_i + D_o} \times \text{rpm}$

- Defecto de una bola: $f_{\text{bola}} = \frac{D_o}{D_b} \cdot \frac{D_i}{D_i + D_o} \times \text{rpm}$
- Defecto en la pista de deslizamiento interna: $f_{\text{int}} = \frac{D_o}{D_i + D_o} \cdot M \times \text{rpm}$
- Defecto en la pista de deslizamiento externa: $f_{\text{ext}} = \frac{D_i}{D_i + D_o} \cdot M \times \text{rpm}$

donde D_i es el diámetro de la pista de deslizamiento interna, D_o es el diámetro de la pista de deslizamiento externa, D_b es el diámetro de la bola, M es el número de bolas del rodamiento, rpm es la velocidad del eje de rotación en revoluciones por minuto y f es la frecuencia del defecto en cpm. Las frecuencias de vibración calculadas no siempre concuerdan con las medidas en la realidad, debido a los deslizamientos de las bolas durante su recorrido y a discrepancias entre el recorrido real de las bolas y los diámetros de las pistas de deslizamiento utilizadas para el cálculo. De esta forma, estos cálculos representan cifras orientativas; la frecuencia de paso real de las bolas puede ser diferente, dependiendo de la configuración del rodamiento.

5.3.5. Cojinetes lisos. Problemas de lubricación

El torbellino de aceite (“oil whirl”), es una de las causas de los problemas relacionados con los cojinetes lisos. Este tipo de vibración ocurre solamente en máquinas equipadas con cojinetes lubricados a presión, y que funcionan a velocidades relativamente altas. En condiciones normales de funcionamiento el eje de la máquina se levanta un poquito contra el costado del rodamiento. El eje se levantará dependiendo de la velocidad de rotación del eje, del peso del rotor y de la presión del lubricante. El eje, que funciona en una posición excéntrica con respecto al centro del rodamiento, arrastra el aceite formando una cuña, creando de esta manera una película de aceite a presión como soporte de la carga. Si la excentricidad recién mencionada es momentáneamente aumentada, saliéndose por lo tanto de su posición de equilibrio (tal vez debido a un aumento repentino de la velocidad o de las cargas externas sobre el eje, o a causa de otras situaciones transitorias) una cierta cantidad adicional de aceite es bombeada en el espacio dejado libre por el eje. El resultado es un aumento de la presión de la película de aceite que soporta la carga. La fuerza adicional creada por la película de aceite puede empujar el eje en un torbellino alrededor del cojinete. Si el amortiguamiento interno del sistema es suficiente elevado, el eje vuelve a su posición normal en el cojinete; de otra forma el eje continuará siguiendo un recorrido de torbellino. Este fenómeno también puede ocurrir en arranques, cuando con la máquina parada, el eje se encuentra apoyado en el fondo del cojinete.

Cuando se produce un torbellino de aceite, existe un movimiento brusco que hace desplazar la cuña de aceite de su posición natural. Esto producirá una vibración que aparecerá al 40 %-50 % de la velocidad de giro. El problema de los torbellinos de aceite normalmente se atribuye a un diseño incorrecto del cojinete, a veces excesivamente “robusto” para la carga real que actúa sobre el eje. Sin embargo, entre las

otras causas posibles puede haber un desgaste excesivo del cojinete, un aumento de la presión del lubricante, o un cambio de la viscosidad del aceite. Se pueden hacer correcciones temporales modificando la temperatura del aceite (viscosidad), introduciendo un leve desequilibrio o una falta de alineamiento para aumentar la carga sobre el eje, o rascando y/o ranurando los costados del cojinete para atenuar la cuña de lubricante. Desde luego, una solución más duradera es reemplazar el cojinete con uno que haya sido diseñado correctamente de acuerdo a las condiciones operativas de la máquina, o con uno que esté diseñado para reducir la posibilidad de formación de torbellinos de aceite.

5.3.6. Engranajes

Los problemas de engranajes son fáciles de identificar, porque normalmente ocurren a la llamada frecuencia característica del engranaje. Los problemas comunes, que tienen como resultado vibración a la frecuencia de engrane, comprenden el desgaste excesivo de los dientes, averías en la lubricación y materias extrañas atrapadas entre los dientes. En un engranaje, si existiese un deterioro en uno cualquiera de los dientes, cada vez que ese diente se encuentre con otro diente del eje, se producirá un pulso de vibración. Por esta razón el pico de vibración aparecerá a una frecuencia igual al número de dientes por la velocidad de giro del eje. A esta frecuencia se la denomina frecuencia característica del engranaje, o frecuencia de encuentro.

Esta frecuencia característica del engranaje, es la misma para cada par de ejes de la caja de engranajes. Esta igualdad de frecuencias de engrane entre dos ejes de una misma caja de engranajes, es debido a que un el eje de mayor número de dientes tiene menor velocidad, y viceversa, pero el producto de velocidades por número de dientes de ambos ejes es igual. Por este motivo no puede determinarse por vibración cual será el engranaje defectuoso. El hecho de que no se pueda detectar el engranaje defectuoso, no es un problema en la práctica, dado que de cualquier forma, sea cual sea el diente defectuoso, habrá que abrir la caja de engranajes. La rotura de dientes conlleva un desequilibrio que aparece debido a la descompensación.

En una máquina pueden existir otras alteraciones o problemas que pueden causar vibraciones a la frecuencia de engrane. En estos casos los engranajes únicamente responden a las fuerzas generadas por otras causas, tales como un eje mal alineado o torcido. Si en un espectro de vibración se detectase este problema, por ejemplo una desalineación de un eje, se corregiría la avería y se realizaría otro análisis de vibración para comprobar si el problema de engranajes era una reacción a la desalineación. En conjuntos complejos de engranajes, en los cuales son posibles varias frecuencias de engrane, un estudio de las especificaciones técnicas de las cajas de engranajes permitirá averiguar la velocidad de rotación de cada uno de los ejes y la cantidad de dientes, y en consecuencia se podrá identificar los que estén involucrados en el problema de vibración.

No todos los problemas de engranajes generan frecuencias de vibración iguales a las frecuencias de engrane. Si un engranaje tiene un solo diente roto o deformado,

por ejemplo, el resultado puede ser una frecuencia de vibración equivalente a la velocidad de rotación del eje. La forma de identificar este problema frente a un problema de desequilibrio, es estudiar la forma de onda con un osciloscopio conectado al analizador. La presencia de señales de impulso permitirá distinguirla de otros problemas con esta frecuencia característica. Si tenemos más de un diente roto, la frecuencia de la vibración es multiplicada por la cantidad de dientes rotos o deformados.

En algunas ocasiones, los datos de amplitud de la vibración y la frecuencia de los engranajes pueden parecer erráticas. Esta vibración aleatoria se presenta en engranajes que están trabajando bajo una condición de carga muy liviana.

En las cajas de engranajes con engranajes de corte recto si se produce una vibración de elevada amplitud en dirección axial, generalmente indica una desalineación y no un problema de engranajes. Sin embargo, las vibraciones axiales relativamente altas son más comunes en los engranajes helicoidales donde la carga normal del engranaje no es perpendicular al eje, sino que incluye una componente axial y radial.

5.3.7. Correas de transmisión

Las correas o bandas de transmisión gozan de mucha popularidad puesto que tienen una alta capacidad de absorción de golpes, choques y vibraciones. En muchas aplicaciones se emplean transmisiones por banda al ofrecer un funcionamiento relativamente silencioso comparado con las cadenas de transmisión o cajas de engranajes. En las correas de transmisión se pueden presentar problemas de desequilibrio y desalineación. Si el problema es debido a un defecto de la correa, la frecuencia de vibración coincidirá con la velocidad de giro de la correa, pudiendo aparecer armónicos en múltiplos de esa velocidad, dependiendo de la severidad del fallo. La velocidad de giro de la banda ω_{banda} , es función de la longitud de la misma l_{banda} , el diámetro \emptyset_{polea} y la velocidad de rotación ω_{polea} de una de las poleas:

$$\omega_{\text{banda}} = \frac{\pi \cdot \emptyset_{\text{polea}} \cdot \omega_{\text{polea}}}{l_{\text{banda}}} \quad (5.10)$$

Los defectos de banda generalmente presentan una mayor amplitud de vibración en un sentido paralelo a la tensión de la banda.

5.3.8. Problemas eléctricos

La vibración en maquinaria eléctrica, como motogeneradores y alternadores, puede ser de origen mecánico o eléctrico. La vibración ocasionada por problemas eléctricos es normalmente el resultado de fuerzas magnéticas desiguales que actúan sobre el rotor o sobre el estátor. Dichas fuerzas desiguales pueden ser debidas a cualquiera de las causas siguientes o combinación de ellas: rotor que no es redondo, entrehierro

no uniforme, perforación elíptica del estátor, devanados abiertos o en cortocircuito y hierro del rotor en cortocircuito.

Los problemas eléctricos aparecen a la frecuencia de la red (en Europa: $50\text{ Hz} = 3000\text{ cpm}$). Dado que la velocidad de giro de una máquina eléctrica es la frecuencia de la red dividido por el número de pares de polos, los problemas eléctricos y mecánicos pueden confundirse. Una manera sencilla de comprobar y verificar la presencia de un problema eléctrico es desconectar la corriente de esa unidad. Si la vibración desaparece en el mismo instante de desconectar la corriente, el problema con toda probabilidad será eléctrico. Por otra parte, si la amplitud de la vibración decrece sólo gradualmente después de haber cortado la corriente, el problema será probablemente de naturaleza mecánica.

Otra forma de determinar si tenemos un problema eléctrico, es emplear un analizador que permita realizar espectros en cascada durante un arranque de la máquina. Si al realizar un arranque de la máquina tomamos una serie de espectros en cascada (es decir, varios espectros durante el arranque), un posible problema eléctrico siempre aparecería a la misma frecuencia, independientemente de la velocidad de rotación del motor. También, si se emplea un analizador de alta resolución, se observa que el problema eléctrico se produce exactamente a 3000 cpm , mientras la velocidad de giro del rotor, para una máquina con un par de polos, es siempre algo menor debido al deslizamiento.

Las vibraciones debidas a los problemas eléctricos responden generalmente a la cantidad de carga colocada en el motor. A medida que se modifica la carga colocada en el motor, la amplitud y/o lecturas de fase pueden presentar cambios significativos. Por esta razón, algunos motores eléctricos, probados y equilibrados en condiciones sin carga, muestran cambios drásticos de los niveles de vibración cuando vuelven a ser puestos en servicio.

5.3.9. Fuerzas hidrodinámicas y aerodinámicas

Las máquinas que manejan fluidos, tales como aire, agua, aceite y gases, a menudo presentarán niveles de vibración o ruido generados por la reacción de los alabes o aspas del impulsor al golpear los fluidos. Este tipo de vibración es bastante común en bombas, compresores, ventiladores y soplantes. Si una máquina tiene una serie de álabes (compresores o bombas), que mueven un fluido en régimen laminar, si se produce una alteración del movimiento del fluido por un determinado obstáculo (por deformación de un alabe, obstrucción, etc.), aparece una turbulencia que provocará una vibración. Como cada vez que un alabe pase al lado del elemento fijo se producirá una pulsación, la frecuencia característica de estos problemas es el producto del número de álabes por la velocidad de giro.

5.3.10. Cavitación y recirculación

Otro problema que puede aparecer en las bombas es la cavitación, producida por entrada de burbujas en el interior. Este fenómeno se produce cuando la bomba funciona a excesiva capacidad o con baja presión de succión. Como resultado de esta entrada de burbujas se produce un aumento de presión, hasta llegar al colapso. En este caso el estudio espectral es difícil, dado que la cavitación aparece de manera aleatoria en el espectro, aunque siempre a alta frecuencia. Una manera de localizarla, antes de que tengamos un problema grave que conlleve la rotura de la bomba, es tener en cuenta que este fenómeno cambia de posición en el espectro, al realizar diferentes medidas.

También, en las bombas pueden aparecer problemas de recirculación y turbulencias. El ruido y la vibración asociados a estos problemas tienen características muy similares a los problemas de cavitación. La recirculación puede ocurrir cuando una bomba trabaja con baja capacidad o con alta presión de succión. En una tentativa de desplazar con la bomba una cantidad excesiva de fluido, una porción de dicho fluido retorna de la descarga del impulsor. Este flujo inverso y la mezcla de fluidos que se mueven en direcciones opuestas causan ruido y vibración. El fenómeno de turbulencia se genera por la mezcla de fluidos de alta velocidad con fluidos de baja velocidad al abandonar el régimen de trabajo laminar.

Capítulo 6

Efectos del ruido sobre los seres humanos

6.1. Introducción

Inicialmente en este capítulo se realizará una breve descripción de la estructura y función del mecanismo auditivo, para posteriormente tratar de las características del oído humano más importantes para el control del ruido: umbrales de audición, malestar, tacto y dolor, sonoridad, enmascaramiento y localización auditiva. En una segunda parte del capítulo se estudiarán los efectos del ruido sobre el organismo humano y medidas de protección auditiva personal.

Se considera que todo agente que altere de una manera física o psíquica el medio ambiente es un contaminante ambiental. El ruido, a pesar de que mucha gente lo encuentra excitante (por ejemplo en las discotecas), es un contaminante más que puede producir graves lesiones, tanto físicas irreversibles como psíquicas, al ser un sistema de alerta del organismo humano. Conocer el mecanismo de audición es muy importante para determinar los ruidos que pueden perjudicar al organismo y actuar con las medidas necesarias hasta rebajarlos a umbrales que sean inocuos para el organismo. Lamentablemente la naturaleza no ha desarrollado, como ocurre con el órgano de la visión, unos “párpados” en los oídos que nos protejan de los ruidos molestos, por esta razón se deberán estudiar medidas artificiales de proteger el mecanismo de la audición.

6.2. El oído y la audición

Anatómicamente el oído está formado por tres secciones principales tal y como se observa en la figura 6.1:

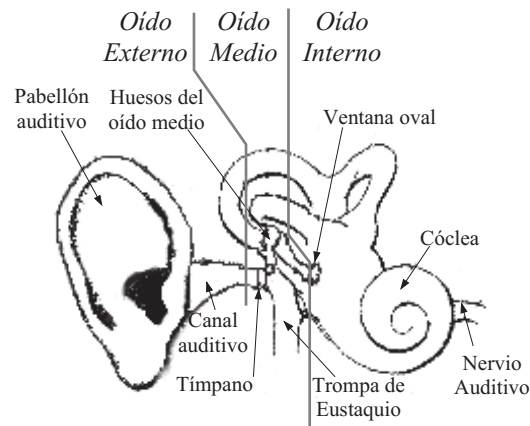


Figura 6.1: Esquema del oído humano.

- El oído externo, que recoge el sonido y lo convierte en movimiento vibratorio en el tímpano.
- El oído medio, que acopla mecánicamente el tímpano con el fluido del oído interno.
- El oído interno, donde se originan las señales que se envían al cerebro.

Oído externo

La parte visible del oído se llama pabellón auditivo, siendo una estructura cartilaginosa a ambos lados de la cabeza cuya forma ayuda a la recepción del sonido y aporta cierta discriminación direccional. Las ondas sonoras llegan al tímpano a través del canal auditivo. El tímpano reacciona a la diferencia de presiones existente entre el conducto auditivo y la cavidad del oído medio (cuya presión es igual a la atmosférica dado que la Trompa de Eustaquio comunica el oído con la faringe) comenzando a vibrar. El canal auditivo tiene una frecuencia natural de aproximadamente 3000Hz, aumentando la sensibilidad de audición en las frecuencias de esta región.

Oído medio

Es la zona comprendida entre la membrana del tímpano y la ventana oval que comunica con el oído interno. La vibración del tímpano se transmite, por medio de una cadena de huesos (martillo, yunque y estribo) y a través de la ventana oval, a la cóclea o caracol situada en el oído interno. La cadena de huesecillos está suspendida por ligamentos y tensada por dos músculos que permite un ajuste perfecto para un eficaz acoplamiento entre el tímpano y la ventana oval. Con sonidos intensos, a través del sistema de huesecillos y después de un periodo de latencia de sólo 40 a 80

ms, se produce un reflejo que origina la contracción de los músculos, disminuyendo considerablemente la transmisión de las frecuencias bajas (menores de 1000 Hz) para el caracol, pudiéndose llegar a una disminución del sonido de hasta 30 o 40 dB. La función de este mecanismo es doble:

- Protege el caracol de vibraciones perjudiciales causadas por sonidos excesivamente fuertes, aunque a consecuencia del tiempo de latencia para que actúe el mecanismo, un ruido brusco como el de explosiones, puede causar una grave lesión coclear.
- Enmascara los sonidos de baja frecuencia en medios muy ruidosos. Así se puede concentrar en escuchar sonidos por encima de 1000 Hz (frecuencia en la que se realiza la mayor parte de la comunicación por la voz).

El oído medio no puede estar permanentemente en comunicación con el exterior pues si no la presión sonora alcanzaría a ambos lados de la membrana del tímpano el mismo valor y no se pondría en vibración. Por esta razón la trompa de Eustaquio solo está abierta esporádicamente, como por ejemplo al tragar.

Si se estudia con detenimiento el movimiento de la base del estribo se pueden extraer algunas consideraciones interesantes. La amplitud con cada vibración sonora sólo representa dos tercios de la amplitud del movimiento del mango del martillo. En consecuencia, el sistema de palanca de los huesecillos no amplifica el movimiento sobre el estribo, sino que multiplica la fuerza del movimiento por 1,3 veces aproximadamente. Además, la superficie de membrana timpánica tiene unos 55 mm², mientras que la superficie del estribo tiene de promedio 3,2 mm², esto significa que la presión sonora sobre la ventana oval es 22 veces más fuerte ($55 \cdot 1,3/3,2$) sobre el líquido del caracol que la presión sonora sobre el tímpano.

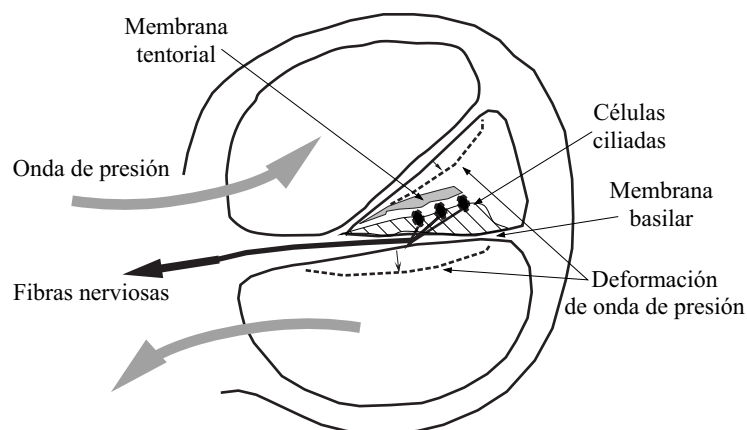


Figura 6.2: Esquema del oído interno humano.

Oído interno

El oído interno, auténtico órgano de la audición, tiene apariencia de caracol. Está dividido longitudinalmente en dos partes por la membrana basilar, tal y como se observa en la figura 6.2. Las vibraciones procedentes de la ventana oval se transmiten al fluido que llena el caracol y ponen en movimiento diferentes partes de la membrana basilar en cuya cara superior se encuentran las células ciliadas. Estas células forman el órgano de Corti y son las encargadas de la traducción de la excitación mecánica en un impulso nervioso (cada grupo de células es excitado por un tono determinado), que llega al cerebro a través del nervio acústico, con el que están enlazadas. La lesión de estas células está relacionada con la pérdida auditiva inducida por el ruido. De hecho primeramente pierden los cilios; y posteriormente se degeneran si el ruido persiste.

Las células ciliadas permiten obtener información sobre la intensidad, tono y timbre del sonido que está siendo escuchado. Sin embargo, el oído no reacciona igualmente a todas las frecuencias; de esta forma, subjetivamente, dos sonidos de diferente tono pueden parecer que tengan la misma intensidad para el oyente, a pesar de tener los sonidos diferentes presiones sonoras. El oído, para dos sonidos del mismo tono pero diferente presión sonora, tampoco reacciona de manera lineal. Así, un sonido con doble presión sonora que otro, el nivel de intensidad subjetivo no será el doble. Por estas razones, es tan importante la respuesta auditiva del mecanismo de audición para un oyente medio.

En el estudio del movimiento en el oído medio, se ha obtenido como conclusión que se produce un aumento de la presión del sonido sobre la ventana oval. Este aumento de la presión se explica porque el líquido que rellena el caracol tiene mucha más densidad que el aire y para producir la misma vibración se necesita este aumento de presión. Por lo tanto, la función principal del oído medio es el emparejamiento de impedancia entre las ondas sonoras en el aire y las vibraciones sonoras en el líquido del caracol. En ausencia del sistema de huesecillos y del tímpano, las ondas sonoras pueden viajar directamente a través del aire del oído medio y penetrar en el caracol a nivel de la ventana oval. Sin embargo, la sensibilidad para la audición entonces es de 30 dB menor que para la audición oscilar; esto equivale a una disminución de una voz muy fuerte (un grito) a un nivel apenas audible.

Conducción ósea

Existe otro mecanismo de audición que se denomina conducción ósea, consistente en la transmisión de la energía acústica hacia el oído interno a través de vías que implican a los huesos craneales. Los huesos craneales pueden excitarse mediante el contacto de la cabeza con un cuerpo vibrante o mediante un campo sonoro aéreo. Además del sonido que excita al cráneo directamente, por la estructura ósea y tejidos corporales pueden ser transmitidas vibraciones inducidas en otras partes del cuerpo. Por ejemplo, oímos parte de nuestra propia voz por conducción ósea. Si el sonido es suficientemente intenso, la pequeña parte de la energía acústica aérea convertida en vibración en la cabeza, puede dar como resultado que el sonido se “oiga”. En general, el nivel de presión sonora en el aire debe ser aproximadamente 60 dB o más, por

encima del umbral de audibilidad. Si se cierra el canal de audición mediante un tapón o auricular, se mejora la audición mediante conducción ósea, este efecto ocurre sobre todo en frecuencias inferiores a 1000Hz.

6.3. Respuesta auditiva

La percepción de un sonido está determinada por varios factores, como es la frecuencia, presión sonora, timbre, directividad, etc. Las dos primeras son los parámetros más importantes, los rangos de presiones sonoras y frecuencias a través de las cuales el oído recibe información útil son muy grandes. En la figura 6.3 se muestra una representación esquemática del campo auditivo humano. El área de sensación auditiva limita, a niveles bajos de presión, con el umbral de audición, y a niveles muy altos, con el umbral de malestar, sensación de tacto y dolor. Los límites en frecuencia no están bien definidos; a menudo se considera que el límite de frecuencias altas está en 20.000 Hz y el límite de frecuencia bajas en 20 Hz, pero varía notablemente de un individuo a otro y suelen empeorar con la edad por la exposición prolongada al ruido. Las vibraciones inferiores a 20 Hz pueden ser percibidas por el tacto, las superiores a 20.000 Hz (ultrasonidos) no pueden ser percibidas por el hombre pero sí por algunos animales, como por ejemplo los perros, murciélagos y delfines.

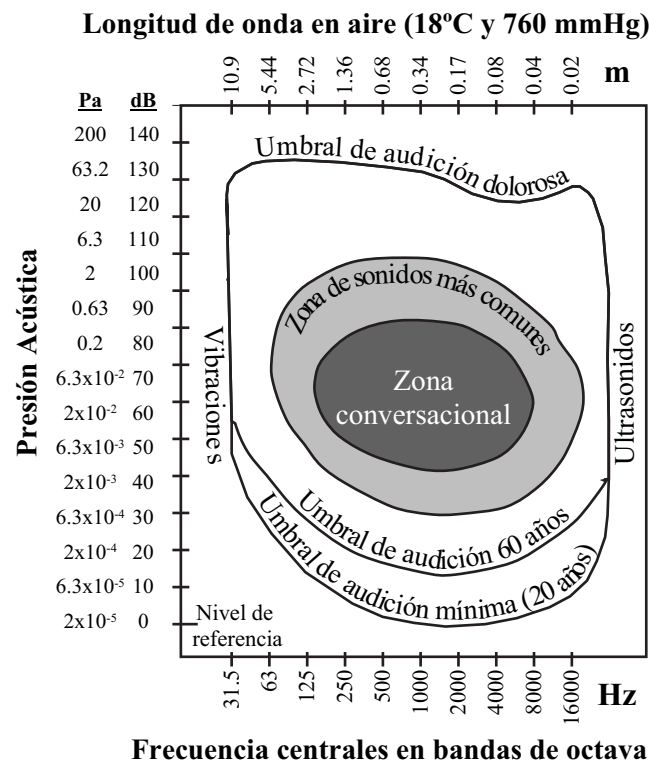


Figura 6.3: Esquema del campo auditivo humano en función de la frecuencia.

Una de las principales características de nuestro oído es que discrimina de forma no lineal, ante un aumento de la presión sonora, atenuando las frecuencias de 20

a 1000 Hz, amplificando las frecuencias de 1000 a 5000 Hz y volviendo a atenuar a partir de 5000 Hz, hasta el límite de audición en torno de 20.000 Hz. Por esta razón a la hora de medir un ruido con un aparato, se debe tener en cuenta este comportamiento no lineal en las frecuencias, diseñando filtros que se aproximen lo más posible a la forma media de percepción del oído humano. Es importante destacar que las curvas representativas son las medias para una gran población, dado que varía de una manera importante de una persona a otra en función de la edad y exposición en la vida del individuo al ruido.

Recordando que la presión acústica es la diferencia entre la presión total instantánea en un punto, cuando existe una onda sonora, y la presión estática en ese mismo punto cuando no hay sonido, la presión máxima que el oído humano es capaz de soportar sin tener sensación de dolor es un millón de veces el sonido más débil que se puede percibir; así el rango de audición es desde aproximadamente $20 \mu\text{Pa}$ hasta 20 Pa. Es decir, los sonidos audibles, en términos de nivel de presión acústica, van desde el umbral de audición de 0 dBA hasta el umbral de dolor que puede estar alrededor de 120 dBA.

Umbral de audición

Para un sonido especificado, el umbral de audición (también llamado umbral de audibilidad) es el nivel de presión sonora mínimo capaz de provocar una sensación auditiva. No es un límite preciso, sino que se define en términos de probabilidad al variar de una persona a otra. Además la determinación del umbral de audición depende de:

- Características del sonido, como por ejemplo la frecuencia.
- Forma en que se presenta el sonido al oyente (auriculares, altavoces de frente al oyente, etc.).
- El punto en el que se mida el nivel de presión sonora (en la entrada de canal auditivo, en campo libre, etc.).

Un umbral medido en presencia de ruido se denomina umbral enmascarado y depende del nivel del ruido de fondo. Hay que especificar todos los factores anteriores para describir el umbral.

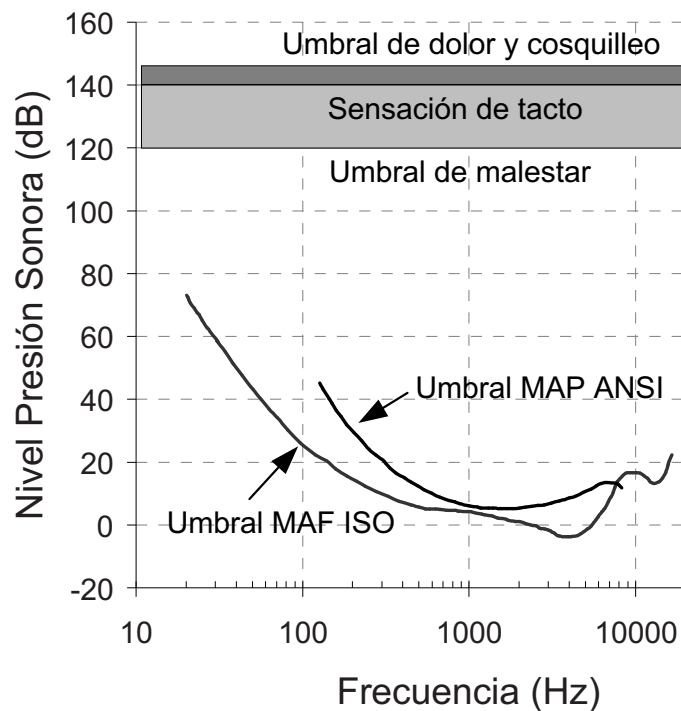


Figura 6.4: Umbrales medios del oído humano.

Umbral del mínimo campo audible (MAF)

El umbral del mínimo campo audible es el nivel de presión sonora del umbral de audición en jóvenes adultos con audición normal, medido en un campo libre, en la posición de la cabeza del oyente, pero sin la presencia de esta. Se entiende por un campo libre a un campo de sonido en que la onda sonora se propaga a partir de la fuente sin efectos apreciables de los límites ni de los obstáculos. Este umbral depende de la dirección de llegada del sonido. Los umbrales de campo audible mínimo son importantes porque muchas personas están expuestas al ruido bajo estas condiciones. El MAF se ha establecido a partir de medidas con oyentes normales (entre 18 y 25 años), para quienes la presbiacusia (pérdida de la audición con la edad) no es importante. Este umbral varía mucho de un oyente a otro, incluso en un mismo oyente suele ser diferente para cada oído. En la figura 6.4 aparece este umbral según la recomendación de la ISO R 226.

Umbral del mínima presión audible (MAP)

El umbral de mínima presión audible es el nivel de presión sonora para el umbral de audición en jóvenes adultos con audición normal, medido mediante la presentación del sonido a un oído a través de auriculares. El umbral de mínima presión audible

se determina retirando el auricular del oído del oyente y colocándolo de forma que envíe el sonido a una cavidad de paredes sólidas, cuyo volumen es equivalente al que cierran el auricular y su almohadilla cuando se coloca sobre el oído del oyente. El nivel de presión sonora desarrollado en esta cavidad se controla mediante un micrófono. La mayoría de las medidas de umbrales se realizan de esta forma; así se hace, por ejemplo, en las audiometrías.

Umbral de malestar, tacto y dolor

Es importante conocer los umbrales de malestar, tacto y dolor dado que son los niveles en los que se puede producir un problema en el mecanismo de audición. El oyente medio experimenta malestar con unos niveles de presión sonora superiores a 120 dB. A un nivel de aproximadamente 140 dB, el malestar alcanza el punto de dolor. La gran amplitud del movimiento del tímpano y de los componentes del oído medio a niveles de presión sonora próximos a 130 dB, producen a menudo una sensación táctil o de cosquilleo. En la figura 6.4 se ilustran estos niveles.

Sonoridad

El oído aprecia las intensidades de una manera diferente en función de la frecuencia. Así surge el concepto de sonoridad que es el atributo de los sonidos, percibido subjetivamente, que permite al oyente ordenar su magnitud sobre una escala de baja a alta intensidad. Dado que es una sensación en el interior del oyente, no es susceptible de una medida física directa, aunque existen equipos que intentan representar el comportamiento medio del oyente.

La unidad de sonoridad es el Sonio, se define como la sonoridad de un tono de 1000 Hz, con un nivel de presión sonora de 40 dB. La escala de sonoridad es una escala subjetiva y ha sido establecida de tal manera que un sonido con una sonoridad de 2 sonios es doblemente sonoro que el sonido de referencia de 1 sonio; 4 sonios son 4 veces más sonoro que un sonio y así sucesivamente.

A partir de los ensayos en laboratorios con tonos puros de varias frecuencias para diversas personas se obtienen las curvas de igual sonoridad o curvas isofónicas (véase la figura 1.7 del epígrafe 1.6). El nivel de sonoridad en fonios de cualquier sonido es el nivel de presión sonora del tono de 1000 Hz de referencia que es tan sonoro como el sonido que está siendo evaluado. Por lo tanto a partir de la definición del sonio es sencillo obtener los fonios equivalentes mediante tablas (según la definición, a 1 sonio le corresponden 40 fonios).

Emmascaramiento

Una propiedad importante del sonido es la capacidad de interferir un sonido (enmascarar) la audición de otro sonido. A consecuencia de la percepción del mecanismo de audición, la sensibilidad del oído humano disminuye para dos sonidos que

tienen aproximadamente la misma frecuencia. La excitación producida por un tono hace vibrar una zona de la membrana basal, especializada en esas frecuencias, lo cual conduce a que el umbral de excitación para los estímulos que aparezcan de ese mismo tono, se eleve hasta el orden de magnitud del sonido inicial. Así se puede definir el enmascaramiento como el proceso mediante el cual el umbral de audibilidad de un sonido (la señal) se eleva en presencia de otro sonido (enmascarador). Se denomina umbral enmascarado al umbral elevado. El enmascaramiento es un problema muy importante en la seguridad, donde un ruido puede enmascarar una señal de alarma. Para que una señal se oiga, su nivel de presión sonora debe superar o igualar el umbral de audición del oyente y el umbral enmascarado para la señal concreta sobre el ruido de fondo existente. La magnitud del enmascaramiento depende de varias propiedades físicas de la señal y del sonido enmascarador: su espectro, sus niveles de presión sonora y el tiempo relativo de llegada.

Localización Auditiva

La localización auditiva es la capacidad del sistema auditivo para localizar la dirección de una fuente de sonido. La localización del sonido se realiza principalmente por los dos oídos, difícilmente se puede lograr con un solo oído. Las diferencias entre los sonidos en los dos oídos (diferencias interaurales) aportan la base principal para la localización.

6.4. Pérdida de audición por exposición al ruido

La pérdida de audición que tiene lugar al aumentar la edad (presbiacusia) se produce incluso en personas que son ontológicamente normales y no han sido expuestas a elevados niveles de ruido. Para una persona media, la presbiacusia puede empezar a aparecer a tan tempranas edades como los 20 años, ocurriendo principalmente a frecuencias altas, aunque esta pérdida acústica se agudiza con una exposición prolongada al ruido. En la figura 6.5 se observa la evolución típica de la pérdida auditiva de una persona expuesta a más de 90 dBA de nivel diario equivalente de presión acústica, durante 2000 horas anuales.

Los efectos del ruido sobre la audición puede dividirse en tres categorías:

- Trauma acústico.
- Desplazamiento temporal del umbral de audición inducido por el ruido (NITTS).
- Desplazamiento permanente del umbral inducido por el ruido (NIPTS).

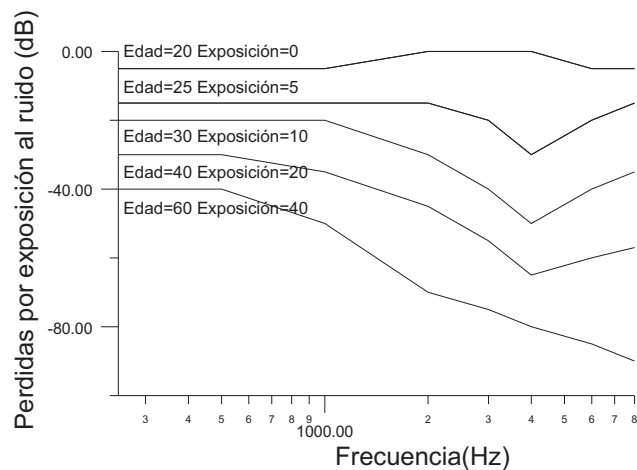


Figura 6.5: Evolución de la pérdida auditiva de una persona expuesta a más de 90 dBA de nivel diario equivalente de presión acústica durante 2000 horas anuales.

Trauma acústico

El trauma acústico es el daño orgánico inmediato del oído por excesiva energía sonora. Se produce por una única exposición sonora a niveles muy altos de presión sonora. Un ruido extremadamente intenso y muy rápido (superior al tiempo de respuesta del mecanismo de protección del oído) puede que sobrepase los límites fisiológicos, dañando el oído medio o las estructuras del oído interno. Un ruido de impacto o de impulso, ruidos de corta duración pero de un elevado nivel de presión acústica (alrededor de 140 dB (pico) o 130 dBA (pico)) pueden causar, en un instante, lesiones auditivas graves como la rotura del tímpano. Así se tienen dos tipos de sordera:

- Sordera nerviosa, dependiente de un trastorno del caracol o nervio auditivo
- Sordera de conducción, debida a trastornos en oído medio.

Si el caracol o el nervio auditivo está totalmente destruido la sordera es definitiva e irremediable. Sin embargo, si el tipo de sordera es de conducción y no está afectado el caracol y nervio auditivo, se puede transmitir como se vio anteriormente por conducción ósea; pero se desplazará el umbral de audibilidad aproximadamente 60 dB. También puede oírse directamente de la onda aérea sin amplificar su presión en el oído medio haciendo vibrar directamente la ventana oval, aunque la percepción de un sonido está muy reducida desplazándose el umbral de audibilidad unos 30 dB para una persona de 20 años. Así con la sordera de conducción en el caso más favorable se desplazará el umbral de audibilidad 30 dB equivalente a tener que mantener conversaciones gritando para poder entender algo.

Desplazamiento temporal del umbral inducido por el ruido

La exposición a altos niveles de ruido tiene como resultado una elevación de los niveles auditivos (después del desplazamiento temporal del umbral de audición el sujeto tiene la impresión de tener los oídos taponados). Este desplazamiento temporal del umbral inducido por ruido (NITTS) suele desaparecer después de un cierto tiempo, que puede ir desde horas hasta semanas, si el afectado regresa a un ambiente con nivel sonoro normal. Si la exposición al ruido es frecuente, es decir, si el oído no tiene tiempo de recuperarse, se produce un daño irreversible de las células pilosas, con una pérdida permanente de capacidad auditiva (desplazamiento permanente del umbral auditivo).

Por esta razón es importante que una persona que en su vida laboral está expuesta a fuertes niveles de ruido, en su vida normal tenga unos niveles bajos. Así, el deterioro del oído no se acelera al tener tiempo de recuperación.

Desplazamiento permanente del umbral inducido por el ruido

El desplazamiento permanente del umbral de audición (NIPTS) tiene como resultado una elevación irreversible de los niveles auditivos. Dependiendo de su severidad, la exposición al ruido puede producir la destrucción de células pilosas aisladas o puede conducir al colapso de secciones completas del órgano de Corti. La lesión es insidiosa, pues no presenta síntomas de alarma previos. La sordera se desarrolla sin dolor y aparece primero a frecuencias altas (alrededor de 4000Hz); aun la pérdida no se extiende al campo de la palabra pero sí a sonidos como el teléfono o despertador. La siguiente etapa consiste en tener problemas para seguir una conversación, aún cuando el ambiente acústico sea bajo. Por último, si continúa la exposición al ruido, el sujeto oirá ruidos desagradables y continuos, que en muchos casos no podrán ser eliminados.

Otros efectos del ruido

Las lesiones auditivas no son el único efecto del ruido sobre el organismo humano. También se alteran otros muchos órganos, dado que el oído es el sistema de alerta del cuerpo humano. Así, por ejemplo, se puede afectar el sistema circulatorio con taquicardias y aumento de presión sanguínea, disminuye la actividad del aparato digestivo, acelera el metabolismo y ritmo respiratorio, provoca trastornos del sueño, fatiga psíquica, etc. Todos estos trastornos, junto con la pérdida de audición para percibir señales y avisos de alarma, disminuyen la capacidad de alerta del individuo y pueden ser fuente de accidentes.

Los trastornos psíquicos del ruido son aprovechados por los dueños de la discotecas y salas de fiesta para tener unos mayores beneficios, dado que uno de los efectos de ruidos altos es producir inquietud, y, por lo tanto aumenta las ganas de beber. En la sociedad actual existe la denominada incultura del ruido con la creación alrededor de nosotros de ambientes ruidosos para todo (aparatos de música con cascos,

equipos de sonido de gran potencia en coches, discotecas) que para algunas personas crean un estado de inquietud y excitación pero que conllevará, en un futuro, grandes problemas de audición sin signos de su aparición hasta que es demasiado tarde.



Figura 6.6: Tipos de Protectores personales.

6.5. Protección auditiva personal

Antes de hablar de los protectores personales es preciso remarcar que éstos deben ser el último recurso; antes deben de adoptarse todas las medidas técnicas razonablemente posibles para reducir el ruido en el origen e impedir su propagación. La utilización de protectores personales debe ser considerada una medida de urgencia para preservar la salud de los trabajadores, en tanto se consigue eliminar el ruido de la fuente que lo genere o impidiendo su propagación hasta alcanzar niveles seguros en el personal.

La selección de los protectores auditivos personales debe hacerse en función de la atenuación requerida en cada caso, teniendo en cuenta que los protectores sean homologados. La norma española que regula estos protectores es el Real Decreto 1407/1992 de 20 de noviembre, por el que se regula las condiciones para la comercialización y libre circulación intracomunitaria de los equipos de protección individual [25].

Los protectores auditivos se pueden englobar en tres grandes grupos: tapones, orejeras y cascos completos (ver la figura 6.6). Su función consiste básicamente en atenuar las ondas sonoras que llegan al tímpano por lo que es preciso que cierren adecuadamente el canal auditivo.

Tapones auditivos

Los tapones auditivos son unos elementos que se introducen en el canal auditivo externo del oído (se denominan tapón auditivo insertado). Pueden ser tapones pre-moldeados o tapones auditivos moldeables por el usuario, estos son los más comunes

de utilizar. Los primeros se fabrican en varios tamaños normalizados, diseñados para adaptarse a los oídos de la mayoría de las personas.

Los tapones moldeados por el usuario están fabricados con un material flexible (espuma, fibra de vidrio, silicona, algodón y cera o plástico esponjoso), con forma troncocónica, que se introducen moldeados en el oído por el usuario para obturar el canal auditivo. Estos tapones deben ser desechables, para asegurar unas condiciones higiénicas al introducirlos en el canal auditivo. Muchos de estos tapones se fabrican con materiales que, una vez comprimidos e insertados en el canal auditivo, se expanden lentamente hasta formar un sello acústico contra las paredes del canal. La precaución que debe de tener el operario es colocárselos en el oído con las manos limpias, para no introducir elementos extraños en el canal auditivo. La atenuación orientativa que son capaces de lograr los tapones es de 8 dBA, aunque siempre, tal y como se explicará más adelante, es preciso emplear las curvas de atenuación en frecuencia aportadas por el fabricante para adaptar el protector a nuestro caso.

Orejeras

Se denominan así a los protectores compuestos por un arnés flexible que rodea la cabeza del sujeto, en cuyos extremos se sitúan dos cascos circunaurales con el borde almohadillado que envuelven el pabellón auditivo por completo. El interior de estos cascos está revestido de un material absorbente del ruido. El mecanismo de funcionamiento es que las almohadillas y cascos circunaurales del protector aíslan al oído de las ondas sonoras, y que el material que reviste interiormente amortigüe y absorba parte del ruido que llega al protector auditivo. Aquí aparecen dos conceptos importantes en la lucha contra el ruido como son aislamiento y absorción, los cuales desarrollaremos más adelante. La atenuación media que se puede lograr es de 15 dB.

Cascos completos

Sirven para cubrir los pabellones auditivos y envolver gran parte de la cabeza, eliminando la excitación del tímpano a través del mecanismo de conducción ósea. Se emplean para ciertos trabajos específicos en los que el nivel de ruido es muy alto. La atenuación media que se puede lograr es de 20 dB. Solamente se recurre a ellos en situaciones muy extremas, por el elevado nivel de ruido existente.

6.6. Selección de protectores auditivos

Para la selección de los protectores auditivos adecuados se debe emplear siempre protectores homologados, aunque hay que tener en cuenta sobre todo que los protectores atenúan de una manera distinta para cada frecuencia. Por esta razón para la correcta elección de un protector, se deben comparar las curvas de nivel de presión

acústica en función de la frecuencia (análisis de frecuencias en bandas de octava), del puesto que se quiere proteger, con las gráficas de atenuación del protector auditivo. De esta manera se seleccionará el protector que permita una mayor atenuación en las frecuencias que nos interesan. Por esta razón han fallado muchos programas de protección personal, al no realizar un análisis en frecuencia, empleando valores medios en su lugar.

En la figura 6.7 se muestra un ejemplo de las curvas de atenuación que normalmente aporta un fabricante (curva 1), éstas son en concreto para una orejera homologada; en la tabla 6.1 se muestran las atenuaciones medias de estas orejeras y la desviación estándar. Esta curva no es realmente la que se debe emplear para el estudio de selección del protector dado que está realizada en un laboratorio en condiciones ideales: protector nuevo, sujeto a estudio con la boca cerrada, quieto y además representa el valor de atenuación para un 68,3 % de la población. Teniendo en cuenta que el sujeto que va a llevar los protectores auditivos se desplaza, que el protector puede no ser nuevo, etc, se debe emplear para la elección la curva 2, figura 6.7, que se obtiene de restar a la curva 1 dos veces la desviación típica. Estadísticamente, suponiendo que tenemos una distribución normal, esto es equivalente a obtener las curvas de atenuación mínimas para un 95,5 % de la población. Esta curva se ajusta mucho más a la realidad de trabajo. Se puede observar la diferencia de atenuación en las curvas, sobre todo a bajas frecuencias: si se hubiese tomado el valor medio en éstas, la atenuación del protector habría sido muy pequeña, afectando a la salud del trabajador por una elección inadecuada del protector.

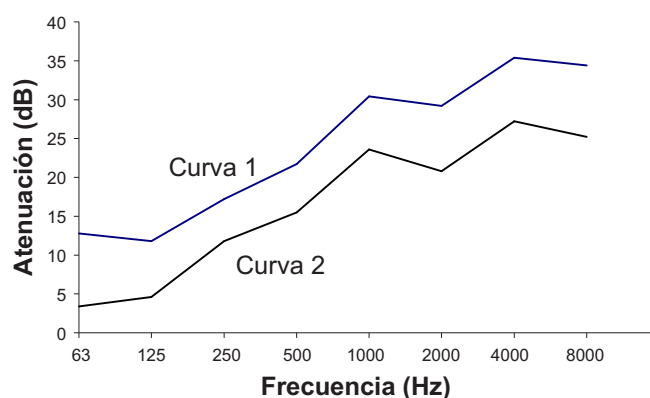


Figura 6.7: Ejemplo de curvas de un protector personal.

Frecuencia(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Atenuación media(dB)	12.8	11.8	17.2	21.7	30.4	29.2	35.4	34.4
Desviación Típica(dB)	4.7	3.6	2.7	3.1	3.4	4.2	4.1	4.6
Atenuación real(dB)	3.4	4.6	11.8	15.5	23.6	20.8	27.2	25.2

Tabla 6.1: Datos de atenuación y desviación típica de las orejeras tomadas en el ejemplo.

Capítulo 7

Control del ruido

7.1. Introducción

Este capítulo versará sobre el control de ruido. El término “control de ruido” se utiliza para designar el conjunto de técnicas y métodos que se emplean en la reducción o eliminación hasta niveles no perjudiciales para el hombre de este contaminante ambiental. Las medidas de control de ruido que se deben de adoptar dependen de la situación que se pretende solucionar. Así en la parte inicial, se expondrá de una manera descriptiva las soluciones que se pueden tomar en función del problema a tratar. Posteriormente se desarrollará el diseño práctico de diversas medidas para la reducción o eliminación del ruido, como por ejemplo aislamiento, diseño de amortiguadores, etc. . Es importante destacar que es prioritario que el trabajador esté expuesto al menor ruido posible tal y como se expone en el Real Decreto 1310/1989. Muchas veces es necesario recurrir tanto a medidas técnicas como a medidas organizativas, destinadas a disminuir la exposición del trabajador para prever posibles lesiones auditivas. También se ha demostrado que con un nivel de ruido adecuado, se logra mejorar las condiciones de trabajo y aumento de la productividad.

Las medidas técnicas posibles para controlar el ruido se suelen agrupar en tres clases:

- Medidas de control en la fuente.
- Medidas de control en el medio.
- Medidas de control en el receptor o trabajador.

Es importante destacar que es prioritario intentar el control del ruido en su origen, es decir, en la fuente. De esta manera se puede eliminar el problema en su

totalidad evitando su extensión al propagarse la onda sonora. Si esto no fuese posible, se recurrirá a métodos de control en el medio de transmisión, y únicamente se recurrirá a métodos de control en el receptor o trabajador si por los otros caminos no es posible conseguir niveles de ruido dentro de los límites marcados. El método de protección personal mediante tapones, orejeras y cascos debe ser empleado únicamente como solución de emergencia o complementaria mientras se implantan métodos alternativos eficaces para la reducción del ruido en el lugar de trabajo.

7.2. Medidas de control en la fuente

En este apartado se tratarán todas las medidas para la reducción y eliminación en la fuente productora. Hay que tener en cuenta que si se elimina el ruido de origen se evita aislar a todos los posibles receptores o trabajadores. Si se opera adecuadamente, una parte importante del ruido puede ser reducida o eliminada, teniendo en cuenta que con medidas no excesivamente caras se obtienen muchas veces resultados óptimos. Sin embargo hay que considerar que siempre es más barato comprar una máquina adecuadamente insonorizada que adoptar medidas reductoras después de su compra. La directiva del consejo 89/392/CEE de 14 de julio de 1989 reconoce al ruido como un peligro en las máquinas, obligando al fabricante a declarar el ruido emitido para que en el momento de la compra se pueda escoger la máquina más silenciosa a igualdad de otras características técnicas.

Entre las medidas que se pueden tomar en el control de la fuente por orden de prioridad son las siguientes:

- Diseño y compra de máquinas con bajo nivel de ruido
- Mantenimiento adecuado de las máquinas
- Eliminación de vibraciones
- Cerramientos totales o parciales con materiales aislantes
- Distribución de las máquinas en la planta

También en este apartado se tratará el control de ruidos de impacto. Se define impacto a una única colisión de una masa en movimiento con una segunda que puede estar en descanso o en movimiento, la segunda masa por efecto del impacto se convierte en un generador de ruido tanto aéreo como el que se transmite por la estructura. De esta manera se convierte en una fuente de ruido, por esta razón se trata en este apartado.

Diseño y compra de máquinas con bajo nivel de ruido

Siendo repetitivos, es importante destacar que, si la máquina no hace ruido, no existirá ningún problema de control. Por lo tanto un objetivo en la política de compras de las empresas debe ser observar las características acústicas, primando aquellas que sean menos ruidosas a igualdad de otras especificaciones. En este aspecto, la declaración del ruido emitido por las máquinas, según establece el R.D. 1435/1992, es un paso importante para alcanzar el objetivo de reducir el nivel de ruido en la fuente, diseñando máquinas cuya emisión sea la más baja posible, teniendo en cuenta el progreso técnico y la disponibilidad de medios de reducción de ruido. De esta manera se tiende a aumentar las exigencias a los fabricantes de equipos, dado que en las fases de proyecto y construcción, existe una mayor posibilidad de tomar medidas de atenuación sonora con un menor esfuerzo adicional. Así, por ejemplo, se puede recurrir a colocar carcasas aislantes para los motores, silenciadores para ventilación (aspiración) y escape, aislar de vibraciones las fundaciones, paneles absorbentes de sonido, no emplear, cuando sea posible, materiales radiantes de ruido, etc.

Mantenimiento adecuado de las máquinas

Es muy importante llevar un correcto mantenimiento de las máquinas para eliminar ruidos no deseados en la planta. La vida útil de una máquina sigue la denominada curva de la bañera, tal y como se aprecia en la figura 7.1.

En una primera etapa de la máquina, el nivel de vibraciones, y por lo tanto el ruido, es alto y decrece con el tiempo. Esta es la etapa de rodaje o puesta en marcha donde las vibraciones son mayores hasta que se consigue un ajuste correcto de los elementos.

Una segunda etapa, donde el nivel de vibraciones es mínimo y permanece constante, corresponde a la etapa de funcionamiento normal de la máquina, y marcará el ruido que emitirá esa máquina con un correcto funcionamiento. El tiempo que se mantiene la máquina funcionando correctamente depende de la política de mantenimiento que siga la empresa.

La tercera etapa en la vida de la máquina se corresponde con un aumento de las vibraciones por el comienzo de problemas mecánicos, hasta que éstos se hacen demasiado severos y conducen a una rotura de la misma, si no se soluciona previamente.

Las políticas de mantenimiento son:

- **Mantenimiento Correctivo**

Consiste en reparar la avería de una máquina una vez que se ha producido la parada de la misma, bien por rotura o por su ineficacia en la función productiva. Esta política conlleva un mayor ruido en la máquina, dado que desde el

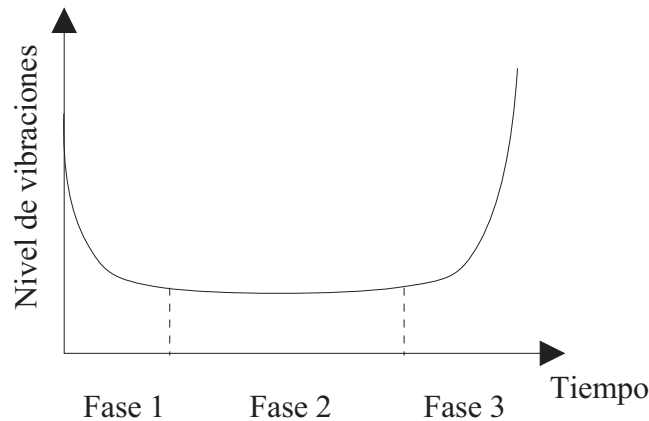


Figura 7.1: Curva de la bañera.

comienzo de una avería, aumentan las vibraciones hasta que se produce la rotura o sustitución de la pieza (tercera etapa de la curva de la bañera). La vida útil de funcionamiento normal de la máquina se reduce. Además puede ocurrir que una avería que en su inicio fuera relativamente fácil y barato reparar, al producirse el fallo, se agravase produciendo una rotura catastrófica al afectar a otros componentes.

- **Mantenimiento Programado**

Consiste en cambiar diversos componentes de la maquinaria antes de que su vida útil se acabe, independientemente de que estén aún en correcto funcionamiento. De esta manera evitamos que se produzca una rotura indeseada de los mismos que conlleve a una avería mayor con un largo periodo de parada y pérdida de producción, dado que las paradas controladas se programan para afectar lo menos posible.

- **Mantenimiento Predictivo**

Consiste en diseñar un programa de inspección periódica y, en función del control de diversos parámetros de la máquina, programar una parada de mantenimiento cuando se detecte el comienzo de una avería. Con esta política se tiene un ahorro en comparación con el mantenimiento programado dado que las piezas se cambian únicamente cuando es necesario. Los parámetros físicos que normalmente se controlan en un programa de este tipo son: niveles de vibraciones, niveles de ruido, viscosidad de aceites, presión, caudales, corrientes eléctricas, temperaturas de funcionamiento, etc.

Desde un punto de vista de control del ruido las políticas de manteniendo programado y predictivo son las más adecuadas.

Eliminación de vibraciones

Las vibraciones de las máquinas son en muchos casos una fuente importante de ruido, sobre todo cuando éstas se transmiten a superficies radiantes. Para su

eliminación se pueden utilizar elementos antivibratorios que amortigüen la vibración. Los problemas más habituales que generan un aumento vibracional en maquinaria rotativa son los que se han descrito en el apartado 5.3.

Cerramientos totales o parciales con materiales aislantes

Cuando se interpone un obstáculo ante una fuente sonora, una parte de la energía vibratoria transportada por las ondas sonoras es transmitida al otro lado del obstáculo. Aplicando este método, el ruido puede ser atenuado aislando la fuente sonora por medio de pantallas constituidas por planchas o paneles, preferentemente revestidos de material absorbente sonoro. Debe prestarse atención que el funcionamiento de la máquina no se vea afectado por estos apantallamientos, sobre todo en el aspecto de la ventilación. Posteriormente se desarrollará un cerramiento para aislar una máquina acústicamente del exterior.

Distribución de las máquinas en la planta

En la distribución de las máquinas en planta debe tenerse muy en cuenta su nivel acústico, frente a otros parámetros. De esta forma puede lograrse agrupar las máquinas más ruidosas en una determinada zona, que puede ser aislada adecuadamente con un gasto menor, y afectar de esta manera al menor número posible de trabajadores.

Control de ruidos de impacto

Son los ruidos producidos por un impacto entre dos materiales u objetos. El receptor del impacto se convierte en generador de ruido aéreo y estructural. Ejemplos de este tipo de ruido son los pasos de tacones sobre el suelo, o el transporte de piezas de unas máquinas a otras cuando se recurre a rampas para su caída por gravedad, la caída en una superficie metálica o rígida, es también generadora de ruidos de este tipo. Para evitar esta clase de ruido, el impacto debe ser sordo y, para ello, el material aislante que se interponga debe ser blando y ligero, al objeto de que la energía de percusión se transforme en una deformación elástica del material absorbente y no en energía sonora. Así por ejemplo, para eliminar el ruido por los impactos de tacones se pueden colocar moquetas o alfombras; para eliminar el ruido de impacto de piezas metálicas se pueden revestir de paneles sándwich las superficies donde impactan las piezas. En estos paneles sobre la superficie a tratar, se coloca una capa de material amortiguador como fieltro, caucho, lana de vidrio o cartón, recubierta a su vez de una lámina metálica para protegerla de los choques. El panel sándwich puede sujetarse rigidamente sin que pierda su efectividad, sin olvidar que la plancha protectora no debe estar unida a partes sin amortiguar. En la figura 7.2 se puede observar la reducción obtenida al cubrir con un panel de este tipo una rampa de transporte de piezas.

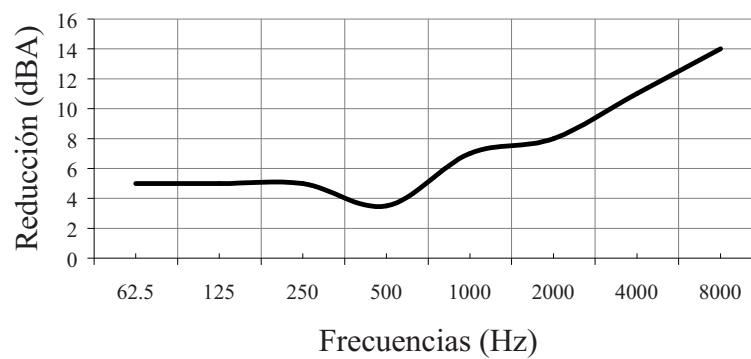


Figura 7.2: Reducción estimada en dBA al revestir una rampa.

7.3. Control del ruido en el medio de transmisión

El ruido transmitido por el medio se propaga de dos maneras diferentes: el que se transmite a través del aire y el que se transmite a través de las estructuras sobre las que está apoyada o suspendida la máquina.

Ruido aéreo

El ruido aéreo es el ruido transmitido por el aire que llega al receptor o trabajador directamente desde la fuente productora o después de múltiples reflexiones en paredes y techos. Para aislar este tipo de ruidos se necesitan materiales pesados. En la figura 7.3 se puede observar lo que ocurre cuando una onda sonora choca contra un objeto. En ella se observa que una parte de la energía de esa onda es absorbida por el objeto, otra se transmite a través de él, una parte la radia de nuevo la propia pared y otra parte se refleja. Aquí surge el concepto de absorción, que no es lo mismo que aislamiento: interesa que la parte reflejada y radiada sea lo menor posible, es decir, que el material absorba la mayor parte de la energía posible de la onda que incide sobre el obstáculo. Para comprender la diferencia entre aislamiento y absorción son interesantes los siguientes ejemplos:

- En una cueva tenemos un gran aislamiento de los ruidos que llegan del exterior, apenas se escucharán o estarán muy atenuados. Sin embargo, si se produce un ruido dentro de la cueva se verá aumentado y permanecerá en el tiempo, debido a las reflexiones en las paredes. Es decir, tenemos mucho aislamiento pero poca absorción.
- Si estamos en medio del campo (sin obstáculos) cualquier ruido exterior nos llega sin ninguna atenuación. Sin embargo, si producimos nosotros un ruido, rápidamente desaparecerá. Es decir, tenemos poco aislamiento y mucha absorción.

Las medidas que se suelen tomar para disminuir el ruido son:

- **Colocación de pantallas acústicas.**

Estas pantallas disminuyen el ruido que llega al trabajador por reflexión de las ondas sonoras que llegan de la fuente. Resultan bastante útiles con ruido de alta frecuencia, pero son menos eficientes con los ruidos de baja frecuencia. La colocación de muros, vallas, biombo como barreras contra el ruido, pueden atenuar el nivel de presión acústica entre 3 y 20 dB, en función de sus características y de las condiciones de utilización.

- **Colocación de materiales absorbentes en techos y paredes.**

Con la colocación de materiales absorbentes de ruido en techos y paredes se reducen las reflexiones de la onda sonora. De esta forma, llega una intensidad de ruido menor al receptor.

Ruido transmitido por estructuras

Este ruido se transmite por las estructuras sólidas a las cuales la fuente está unida o suspendida. Ya se comentó que para su reducción conviene aislar la fuente. Si esto no fuese posible o si la reducción no fuese lo suficiente, se debe solucionar el problema a lo largo de la vía de transmisión. Las medidas que se pueden tomar en el medio de transmisión son: aislar la fuente de vibración de las áreas en que se precisan niveles bajos de ruido, mediante discontinuidades estructurales; separar dinámicamente los componentes, mediante una capa elástica o conexiones elásticas; y, por último, aplicar un tratamiento de amortiguamiento de la vibración a la estructura que lo transmite. Un ejemplo de aislamiento mediante discontinuidades estructurales es la separación de dos viviendas contiguas con un hueco relleno, desde las zapatas hasta el tejado, de un tablero semirrígido de fibra de vidrio impregnado de asfalto.

Distribución de las máquinas en la planta

También en este apartado se debe tener en cuenta la distribución de las máquinas en la planta, dado que se puede plantear una distribución de manera que el ruido generado sea atenuado adecuadamente por el medio transmisor y afecte lo menos posible al resto de la planta.

7.4. Control del ruido en el receptor

Esta es la última solución que se puede tomar en la lucha contra el ruido, y solamente se debe recurrir a ella si no es posible la aplicación del control en la fuente o el medio transmisor. Las medidas que se pueden tomar en este aspecto son:

- **Construcción de cabinas insonorizadas**

Con la automatización de los procesos industriales es posible controlar la maquinaria a distancia desde unos paneles de control. De esta forma se puede diseñar una cabina insonorizada en que los operarios están controlando la máquina sin necesidad de estar en contacto con ella. Estas cabinas están construidas de un material con capacidad aislante adecuada y revestida interiormente de material absorbente del sonido. Además es conveniente aislarla mediante soportes elásticos para que no se transmitan a la cabina ruidos de la estructura. En el diseño de estas cabinas de insonorización se debe de prestar atención que tengan una adecuada refrigeración, mediante aparatos de aire acondicionado que eviten que el operario, en épocas de calor, abra la puerta eliminando la protección de la misma. Por otra parte, esta solución puede generar problemas sociales, debido a la falta de comunicación con otras personas y al posible aislamiento que esta medida puede suponer al operario.

- **Utilización de protectores personales**

En el apartado 6.5 se comentó ampliamente las características de los protectores personales de audición y en el apartado 6.6 cómo realizar su selección. Únicamente recordar otra vez que esta alternativa debe ser una medida complementaria y con carácter temporal mientras se adoptan medidas técnicas para reducir el ruido por otros medios.

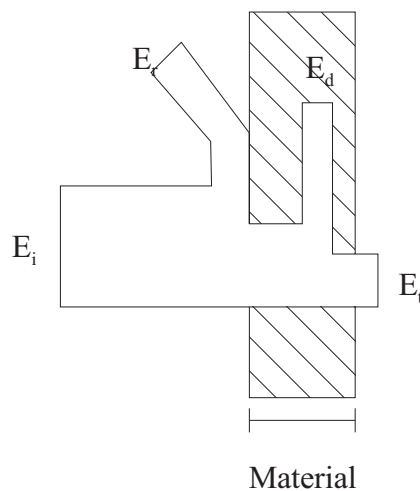


Figura 7.3: Comportamiento de un panel o pared frente a una onda sonora.

7.5. Aislamiento y absorción del sonido

En la lucha contra el ruido existen dos conceptos que es importante comprender: Absorción y aislamiento. Cuando una onda sonora incide sobre un obstáculo se descompone en tres componentes principales (figura 7.3):

- **La energía reflejada (E_r)**, que vuelve hacia el mismo lado de donde procede.

- **La energía disipada** (E_d), que se transmite estructuralmente a través del obstáculo y que se convierte, en parte, en calor.
- **La energía transmitida** (E_t), que atraviesa el obstáculo y pasa al otro lado.

Se considera **energía absorbida** a aquella que no vuelve al lado en que se encuentra la fuente acústica. Por lo tanto, la energía absorbida es igual a la suma de la energía transmitida más la energía disipada ($E_a = E_t + E_d$). Así **el coeficiente de absorción** es la relación entre la energía absorbida y la energía incidente ($\alpha = E_a/E_i$). Mientras se considera **aislamiento** la energía que no llega al otro lado del obstáculo. Se define coeficiente de transmisión la relación entre la energía que se transmite al otro lado y la energía que incide sobre ella ($\tau = \frac{E_t}{E_i}$), por lo tanto, $\tau = 0$ será un material totalmente aislante.

Lo ideal para conseguir en una zona un silencio absoluto sería emplear paredes exteriores con mucho aislamiento sonoro para que el interior no esté afectado del ruido exterior, y en el interior recubrir las paredes de un material absorbente, para que el sonido producido en el interior del recinto sea rápidamente atenuado. Un ejemplo como éste, sólo se consigue en la práctica en las cámaras anecoicas, en las que se realizan las pruebas acústicas precisando un nivel máximo de silencio.

Para caracterizar los materiales se debe determinar su capacidad de aislamiento y su capacidad de absorción.

El material aislante tiene la propiedad de impedir que el sonido pase a través de él. Será tanto más aislante cuanto mayor sea la reducción producida. El material aislante tiene la característica de que refleja la mayor parte de la energía que incide sobre él. Por lo tanto si se recubre una zona con él, el comportamiento frente a sonidos exteriores será muy bueno, pero los sonidos generados en el interior no serán atenuados y permanecerán en el tiempo, tal y como se comentó en el ejemplo de la cueva. Un material absorbente debe ser un material pesado y, si es posible, flexible, para intentar conseguir que la energía acústica que los atraviesa sea lo más baja posible (hormigón, ladrillo macizo, acero, vidrio...).

El material absorbente tiene la propiedad de atenuar la energía que refleja, es decir, reduce la energía que retorna al mismo lugar de donde procede el sonido. Así, si se recubre una zona con él, el comportamiento frente a sonidos producidos en el interior será bueno atenuándolos, y reduciendo el tiempo de reverberación, pero no se tendrá un aislamiento adecuado con los sonidos del exterior. El elemento que origina la disipación de la energía sonora en la mayoría de los materiales acústicos es una capa de material muy poroso (al menos de 1,27 cm de grosor), con los poros intercomunicados. Cuando una onda sonora penetra en un material poroso, la amplitud de vibración de las moléculas de aire es amortiguada progresivamente por la fricción contra las partículas que forman la estructura porosa.

Para conseguir que un material tenga ambas propiedades (correcto aislamiento y absorción) se debe recurrir a superponer capas de materiales absorbentes y aislantes.

Aunque la disposición es diferente en función de donde viene la fuente del ruido es decir desde el exterior o desde el interior del recinto donde queremos tener un nivel sonoro adecuado. En la figura 7.4 se muestra el comportamiento idóneo de una pared frente a un ruido exterior y en la figura 7.5 para un ruido generado en el interior del recinto:

- Ruido exterior. La energía transmitida E_t en el interior de nuestro recinto interesa que sea lo mínima posible. Será igual a la energía incidente menos la suma de la energía reflejada (E_r) y la energía disipada en forma de calor dentro de los materiales que atraviesa (E_d). Por lo tanto interesa colocar fuera un material aislante, para que se refleje la mayor parte de la energía (si es posible toda). El material absorbente solamente serviría para atenuar la parte que no se halla podido aislar (si se refleja todo no es necesario ponerlo).
- Ruido interior. La energía reflejada interesa que sea lo mínima posible. El material aislante colocado para evitar ruidos exteriores producirá una gran reflexión y la energía transmitida E_t fuera del recinto será pequeña. Por lo tanto interesa que la energía disipada en forma de calor dentro del aislante (E_d) sea máxima.

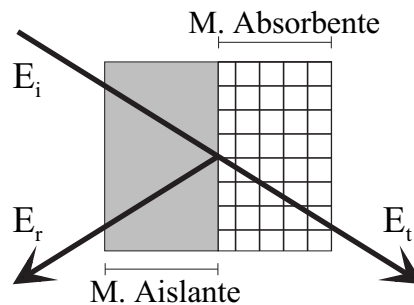


Figura 7.4: Comportamiento de una pared frente a un ruido exterior.

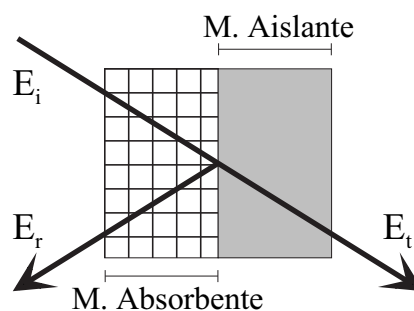


Figura 7.5: Comportamiento de una pared frente a un ruido interior.

7.6. Aislamiento del sonido

En este apartado se tratará únicamente el aislamiento del ruido aéreo, teniendo como objetivo final la determinación del índice de aislamiento acústico, para su utilización práctica en el diseño de aislamiento de fuentes o determinación del aislamiento adecuado de un local. Los otros ruidos que se deben aislar son los ruidos de impacto y de vibraciones.

Los materiales aislantes deben siempre colocarse entre el foco y la zona o trabajador que se desea aislar. El índice de aislamiento acústico R proporciona una medida de la atenuación de la energía acústica que se consigue con un determinado material cuando lo atraviesa un sonido. R se expresa en dBA y depende de las características del material aislante (densidad, espesor y rigidez), frecuencia del sonido incidente, ángulo de incidencia, etc.. La pérdida por transmisión de una partición (elemento que separa dos recintos) varía con la frecuencia del sonido, aumentando por lo general a medida que lo hace la frecuencia.

El índice de aislamiento acústico se puede calcular a partir del coeficiente de transmisión, según la expresión

$$R = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau}. \quad (7.1)$$

Ley de la masa de una partición simple

Estudiaremos el aislamiento acústico de una partición simple, es decir aquella que tiene sus dos caras exteriores rígidamente conectadas, de manera que se mueven como si fuera una. Ejemplos de este tipo de partición son una pared maciza de hormigón o un cristal. Una partición tipo sándwich puede actuar como una partición simple, siempre y cuando su interior sea rígido. Para el cálculo de la pérdida por transmisión de un sonido por una partición simple recurrimos a la ley de la masa, semiempírica, dada por

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{mf}{1000} \right) - 8 \quad \text{dB}, \quad (7.2)$$

donde TL es la pérdida por transmisión de la partición simple en dB, m es la masa por unidad de superficie en kg/m^2 y f es la frecuencia, en Hz, a la que se desea determinar la pérdida por transmisión. Para determinar el índice de aislamiento acústico R a partir de la ley de masas se deberá convertir a dBA el valor obtenido de TL en dB. Muchas veces se habla del índice de aislamiento medio que es el que corresponde a una frecuencia de aproximadamente 1000 Hz. De esta forma, como la corrección por ponderación para pasar de dB a dBA para 1000 Hz es 0 tenemos que

$$R_{\text{medio}} = TL_{\text{medio}} = 20 \log_{10} m - 8 \quad \text{dBA}. \quad (7.3)$$

A partir de ahora para simplificar los cálculos consideraremos únicamente este índice de aislamiento medio. Esta consideración supone tener desviaciones en los cálculos,

de atenuación para frecuencias inferiores a 1000 Hz, y sobredimensionamiento para frecuencias superiores. Es decir evaluamos las particiones con respecto de ruidos como el habla, que son los que normalmente más interesan.

Si analizamos la expresión anterior observamos que al aumentar la masa se espera un aumento en la pérdida por transmisión, ya que cuanto más densidad tiene el material que compone la pared menos vibrará en respuesta a la onda sonora. Analizándolo dinámicamente indica simplemente que el trabajo para mover una masa de un kilogramo es siempre menor que si es de dos kilogramos. También la ley de la masa predice que la pérdida es mayor cuanto mayor es la frecuencia. Este resultado concuerda con lo que cabría esperar dado que a un mayor número de oscilaciones (frecuencia mayor) tendremos más pérdidas por amortiguamiento en el material. Este razonamiento es válido si no coincide con la frecuencia crítica, tal y como se analizará más adelante.

La ley de la masa predice que la pérdida por transmisión aumentará en 6 dB por cada duplicación de la masa o la frecuencia. Por lo tanto, para aislar un recinto de una fuente exterior se puede actuar:

Material	$\delta(\text{kg/m}^3)$	$F_c(\text{Hz} \cdot \text{cm})$	$P_c(\text{dB})$
Agua	1000		
Aire	1.3		
Acero	7800	1200	10
Aluminio	2700	1290	10
Caucho	1100	85000	6
Cobre	8900		
Corcho	250	18000	6
Contrachapado	500	2200	
Escayola	800	3900	
Hormigón	2300	1870	10
Hormigón (bloque hueco)	1100	2090	
Ladrillo macizo	2000	4000	10
Latón	8400		
Madera pino	600	8000	8
Madera abeto	550	8900	
Plexiglás o Lucite	1150		
Plomo	11000	8000	6
Policloruro de vinilo	1400	40000	
Poliestireno expandido	14	14000	8
Polycarbonato	1270		
Vidrio	2500	1200	10
Yeso	1200	4000	8
Aglomerado	780		

Tabla 7.1: Densidad para diversos materiales y frecuencia crítica para paneles con un espesor de 1cm

- Aumentando la masa. Si duplicamos el espesor de una pared (es decir, duplicamos su masa) el amortiguamiento aumenta 6 dB.
- Seleccionando de un material de mayor masa superficial. Muchas veces por motivos constructivos es difícil aumentar el espesor de un material para tener una mayor atenuación, pero se puede recurrir a un material con mayor densidad. En la tabla 7.1 se indica la densidad de los materiales más empleados en la construcción.

Hay que destacar que el aislamiento acústico calculado a partir de la expresión 7.2 es inferior al real. Esto proporciona un margen de seguridad para la determinación del aislamiento de un recinto. Es muy importante tener en cuenta que en el aislamiento de un recinto con paredes compuestas de diferentes materiales, influirá en mayor medida el que tiene un menor índice de aislamiento acústico como, se verá más adelante.

Normativa para el cálculo del índice de aislamiento acústico

Existe diferente normativa para la caracterización en laboratorio de la pérdida por transmisión. Uno de los más empleados en insonorización es el índice ponderado de reducción de ruido R_w . Es un número único calculado de acuerdo con la norma ISO 717, a partir de los valores de las pérdidas por transmisión del sonido en las 16 bandas de tercio de octava entre 100 y 3150 Hz. En EE.UU el índice empleado es la clase de transmisión sonora (STC). Este es un índice de número único calculado de acuerdo con la clasificación ASTM E413, a partir de las pérdidas por transmisión del sonido en las 16 bandas de tercio de octava entre 125 y 4000 Hz. Ambos índices dan resultados similares. Generalmente, cuanto mayor es el índice R_w , mejor es el aislamiento del sonido por el citado elemento. La finalidad del índice R_w es evaluar las particiones con respecto a ruidos como el habla, y es muy empleado en la caracterización del aislamiento sonoro en particiones, puertas y ventanas. En la tabla 7.2 se muestran los índices de R_w para materiales empleados normalmente en construcción, donde la aplicación de la pérdida por transmisión por la ley de la masa es complicado (puertas, ventanas dobles aisladas acústicamente). Existen otros índices de aislamiento acústico como, por ejemplo la clase de aislamiento del impacto (IIC) en EE.UU y el nivel de presión sonora de impacto ponderado normalizada (norma ISO), que se emplean para la determinación del índice de aislamiento acústico de una superficie frente a ruidos de impacto.

Frecuencia crítica de un panel simple

La ley de la masa corresponde a un comportamiento ideal del material, pero para ciertas frecuencias no es válido, a pesar de que el índice de aislamiento obtenido sea inferior al real. Estas frecuencias son las denominadas “frecuencias críticas” en las que la frecuencia del sonido coincide con una frecuencia propia de la pared. Se

Material	R_w (dB)
Puertas	
Acero de núcleo hueco	20
Madera con núcleo hueco (sin sellar)	17
Madera con núcleo hueco (sellada)	20
Madera con núcleo macizo (sin sellar)	20
Madera con núcleo macizo (sellada)	28
Puertas de comunicación macizas	28
Puertas de comunicación macizas (con tratamiento de una capa de absorción de 70 mm)	40
Ventanas	
Cristal único (3 mm, 4 mm)	30
Cristal único (6mm)	32
Cristal único (L-6mm)	34
Cristales dobles de 3mm con cámara de 10 mm	32
Cristales dobles de 3 mm con cámara de 20 mm	34
Cristales dobles de 3 mm con cámara de 30 mm	36
Cristales dobles de 6 mm con cámara de 8 mm	34
Cristales dobles de 6 mm con cámara de 20 mm	38
Sistemas de suelo/techo	
Suelo con hormigón reforzado (90 mm) y en el techo nada	48
Suelo con hormigón reforzado (130 mm) y en el techo nada	52
Suelo de acero con tablero de hormigón de 50 mm y techo con capa de escayola de 16 mm	53
Paredes con bloques de hormigón (190 mm) con cubierta de escayola	
Capa de escayola de 90 mm	44
Capa de escayola de 150 mm	46

Tabla 7.2: Índice ponderado de reducción del sonido R_w para diversos elementos empleados en construcción

produce un fenómeno de resonancia, que favorece en cierta manera el paso del sonido a través del material teniendo un menor coeficiente de aislamiento.

La frecuencia crítica de un panel simple dependerá de la rigidez del mismo y el grosor que tenga. Cuanto mayor sea su rigidez o un mayor grosor, tendrá una frecuencia crítica menor. Para la determinación de la frecuencia crítica de un panel de una manera práctica existen tablas donde aparece la frecuencia F_c crítica de un panel de ese material de 1mm de espesor. La frecuencia para un panel de un espesor e resulta de dividir la frecuencia crítica F_c por el espesor e del panel en milímetros.

En la tabla 7.1 se muestran las frecuencias críticas de los materiales más empleados en construcción de edificios y maquinaria. Así por ejemplo para una panel de acero de 2 centímetros de espesor, su frecuencia crítica será $f_c = F_c/e = 1200/2 = 600$ Hz.

Aislamiento de una partición con varios elementos

Las paredes o paneles están compuestas normalmente de varios elementos o secciones, que tienen diferentes propiedades frente al sonido. Por ejemplo es normal que las paredes tengan puertas y ventanas cuyo comportamiento es inferior al muro. De esta forma la pérdida por transmisión del panel será disminuida por estos elementos, con peor comportamiento frente al sonido. Para el índice de aislamiento global R_{global} de una pared mixta se define el coeficiente de transmisión τ . El coeficiente de transmisión τ de una partición es la relación entre la potencia sonora transmitida a través de la pared por unidad de área y la potencia sonora incidente sobre la pared por unidad de área. Según se vio en la ley de masas el coeficiente TL es esta misma relación en decibelios. Por lo tanto

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} \quad (7.4)$$

$$\tau = 10^{-TL/10} \quad (7.5)$$

Si se analiza esta expresión, se observa que un material que deje pasar toda la energía sonora a través de él ($TL = 0$) tendrá un $\tau = 1$. Sin embargo, un material que no deje pasar ningún sonido a través de él ($TL = \infty$), tendrá un $\tau = 0$.

La energía sonora que pasa a través de cada componente de una partición depende de su área y pérdida por transmisión. La ecuación que rige el proceso es la siguiente

$$A_{total} \cdot \tau_{total} = A_1\tau_1 + A_2\tau_2 + A_3\tau_3 + \dots \quad (7.6)$$

donde A_1 y τ_1 representan el área y el coeficiente de transmisión del primer elemento de la partición, A_2 y τ_2 del segundo elemento y así sucesivamente, A_{total} y τ_{total} representan el área total y el coeficiente de transmisión de todo el panel. En la ecuación se muestra el cálculo a partir del coeficiente TL. Si de un elemento se dispone del índice ponderado de reducción de ruido R_w , la ecuación a aplicar es

$$\tau = 10^{-R_w/10} \quad (7.7)$$

Recomendaciones de aislamiento en edificios

Hasta ahora hemos estudiado como determinar el aislamiento de una pared o techo, pero entonces nos surge la siguiente pregunta: ¿qué nivel de aislamiento es el adecuado para cada habitación?. Para hacer una recomendación sobre el nivel de aislamiento hay que tener en cuenta que podemos tener dos fuentes de ruido:

- Fuentes exteriores
Son ruidos aéreos que provienen del exterior, como por ejemplo ruido del tráfico rodado.
- Fuentes interiores
En función de la utilización que se dé a las habitaciones se puede generar más o menos ruido en otras habitaciones colindantes. Así, por ejemplo, en un salón se suelen tener aparatos de música o televisores que afectarán a la personas que se encuentran en los dormitorios.

Por esta razón se debe asegurar un mínimo de aislamiento acústico entre las paredes y suelos de dos habitaciones en función de su utilización. En la tabla 7.3 se muestran los valores mínimos recomendados para edificios de uso residencial (viviendas).

De una manera general las medidas que se deben de tomar en la construcción de una vivienda, para tener un correcto comportamiento acústico, son las siguientes:

- Aislar tanto como sea posible las zonas donde se instale maquinaria (caldera, ascensores, bajantes de basura, huecos de ascensores, bombas de agua) de dormitorios y áreas sensibles de vivienda.
- Eliminar según las técnicas descritas anteriormente el ruido en la maquinaria (ruido en la fuente). De esta manera al ser el problema menor de partida, será más fácil su eliminación con medidas de reducción en el medio de transmisión.
- Situar áreas tranquilas, como son los dormitorios, próximas entre si. De esta forma el ruido generado por la utilización propia de la habitación afectará lo menos posible a las colindantes.
- Usar espacios como pasillos, escaleras y vestíbulos como espacios de amortiguación entre áreas ruidosas y tranquilas.
- Tratar con material absorbente del sonido zonas ruidosas, como son las zonas de recreo o con maquinaria.

Espacios separados	Dormitorios	Salón y comedor	Cocina y aseo
1.Dormitorios	55		
2.Salón, comedor, habitaciones familiares	55	50	
3.Cocina, aseo, pasillo, entrada, despensa	55	50	50
4.Espacios comunes a dos o más viviendas:			
a.Típicamente silenciosos (pasillos comunes, escaleras)	50	50	45
b.Típicamente ruidosos (garajes, áreas de vertidos de basuras, calderas, lavanderías, piscinas, pistas de tenis)	70	70	60

Tabla 7.3: Requisitos mínimos para el aislamiento del sonido transmitido R_{global} por el aire de paredes y suelos que separan viviendas

7.7. Absorción del sonido

En este apartado se tratará la amortiguación del ruido aéreo, teniendo como objetivo final el acondicionamiento acústico de un local. Desde el punto de vista sonoro, un local correctamente acondicionado permite escuchar los sonidos deseados a un volumen adecuado, sin fenómenos como, por ejemplo, la superposición de sílabas. Estos estudios no solamente se deben realizar en aplicaciones donde el fin es escuchar lo mejor posible el sonido (salas de conferencia, teatros, auditorios y cines) sino en todos los lugares, siendo más exigentes cuanto mayor sea la calidad sonora buscada. Así por ejemplo en una estación o aeropuerto se deben escuchar con claridad los mensajes de aviso emitidos, aunque no buscaremos escuchar un sonido tan perfecto como en un auditorio. Para acondicionar el recinto se deben tener en cuenta dos cosas:

- La fuente sonora está dentro del local . En este caso el local deberá tener unas características absorbentes adecuadas. Para ello se deberán colocar los materiales absorbentes adecuados para que en cada reflexión de la onda sonora la atenuación sea la máxima posible.
- La fuente sonora está fuera del local. En esta caso las medidas que se deben de tomar son las que se han descrito en el apartado de aislamiento de ruidos.

Normalmente todo local se debe tratar en ambos aspectos, es decir, aislar de fuentes exteriores y, por otra parte, amortiguar los sonidos producidos en el interior.

Materiales absorbentes del sonido

Los materiales absorbentes del sonido son los que tienen como función primaria convertir en calor gran parte de la energía acústica que incide sobre ellos. Suelen ser materiales muy porosos con los poros intercomunicados. Cuando una onda sonora penetra en el material poroso, la amplitud de la vibración es reducida por la fricción en las múltiples reflexiones de las partículas que componen la estructura porosa. Esta fricción actúa como una resistencia acústica cuyo valor depende de la resistencia del material al flujo de aire directo; esta fricción depende sólo ligeramente de la frecuencia. La resistencia al flujo se define como la relación entre la caída de presión a través de una muestra de material y la velocidad del aire que pasa a través de él. Se expresa en ohmios acústicos ($\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{cm}^3$).

El parámetro empleado para la medida de la absorbencia acústica de un material es el coeficiente de absorción del sonido. Es la relación entre la potencia sonora incidente que es absorbida y la energía total incidente:

$$\alpha = \frac{E_t}{E_i} . \quad (7.8)$$

Los valores entre los que puede oscilar este coeficiente son cero (nada absorbente) y uno (muy absorbente). Por ejemplo, un coeficiente de absorción del sonido de 0,55 indica que el 55 por ciento de la energía acústica incidente es absorbida. El coeficiente de absorción varía con la frecuencia. Suele ser normal caracterizar los materiales en las frecuencias siguientes: 125, 250, 500, 1000, 2000 y 4000 Hz. También para una frecuencia determinada, el coeficiente de absorción varía con el ángulo de incidencia de las ondas sonoras.

En un espacio cerrado, las ondas sonoras que inciden sobre una zona de la superficie vienen de todas las direcciones. De esta forma se debe ensayar en cámaras donde la onda incidente venga de múltiples direcciones. En la tabla 7.4 se muestran los valores de absorción de diversos materiales.

Los materiales que son buenos absorbentes del sonido tienen una baja resistencia mecánica. La mayoría de estos materiales se dañan fácilmente con los golpes. Por esta razón suelen protegerse con paneles perforados fabricados de metal, contrachapado, cartón o listones de madera.

Características absorbentes de un local

Para comprender mejor el comportamiento absorbente de un local, vamos a realizar el siguiente ejemplo:

Tenemos una habitación cerrada, tal y como se observa en la figura 7.6, con todas las paredes de un mismo material. Dentro existe un foco puntual de ruido, que emite en una única dirección de una forma estable cesando de emitir cuando comenzamos el experimento. En el momento de dejar de emitir, el nivel de presión sonora en la pared es 100 dB (es el ruido que puede generar una perforadora con

Tipo de Material	E(mm)	α_m	Valores de α en función de f(Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
Agua quieta		0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Alfombra		0.20	0.05	0.05	0.20	0.25	0.30	0.30
Caucho		0.07	0.04	0.04	0.07	0.11	0.06	0.04
Corcho	20	0.30	0.10	0.20	0.40	0.45	0.50	0.50
Cortina ligera		0.20	0.04	0.10	0.20	0.20	0.20	0.25
Cortina pesada		0.38	0.10	0.20	0.40	0.45	0.50	0.50
Espuma poliuretano	50	0.60	0.35	0.40	0.60	0.60	0.70	0.70
Fibra de vidrio	50	0.75	0.35	0.60	0.75	0.85	0.80	0.75
Goma espuma				0.05	0.05	0.10	0.30	
Hormigón		0.02	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02
Madera del suelo		0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
Puerta de madera		0.15	0.30	0.30	0.10	0.10	0.05	
Ladrillo enlucido		0.02	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03
Ladrillo		0.04	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.05
Moqueta		0.20	0.09	0.10	0.10	0.20	0.30	0.30
Panel Lana Vidrio	50	0.90	0.50	0.85	0.85	0.90	0.95	0.95
Panel Fibra Vidrio	40	0.70	0.15	0.45	0.65	0.75	0.85	1.00
Panel Fibra Vidrio	80	0.90	0.35	0.75	0.95	1.00	1.00	1.00
Plásticos		0.03	0.02	0.02	0.04	0.03	0.02	0.02
Rejillas		0.50						
Ventana abierta		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Vidrio		0.04	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02
Yeso		0.03	0.01	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04

Tabla 7.4: Coeficientes de absorción de diversos materiales

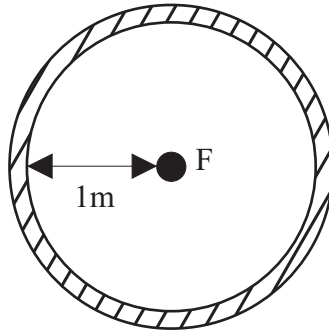


Figura 7.6: Habitación circular del ejemplo.

martillo en cabeza). Para conocer la pérdida en cada reflexión necesitamos convertir el nivel de presión sonora en dB a Pascales (nivel de referencia $20\mu Pa$):

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right) \text{ dB} = 20 \log_{10}(p/20) \text{ dB} \quad . \quad (7.9)$$

	$\alpha=0.5$		$\alpha=0.1$	
nº	p(mPa)	L_P (dB)	p(mPa)	L_P (dB)
0	2000	100	2000	100
1	2000-1000=1000	94.0	2000-200=1800	99.1
2	1000-500=500	88.0	1800-180=1620	98.2
3	500-250=250	81.9	1620-162=1458	97.3
4	250-125=125	75.9	1458-145.8=1312.2	96.3
5	125-62.5=62.5	69.9	1312.2-131.2=1181	95.4
6	62.5-31.3=31.2	63.9	1181-118.1=1062.9	94.5
10	3.9-1.9=2	39.8	774.8-77.5=697.3	90.8
15	0.12-0.6=0.6	9.7	457.5-45.8=411.7	86.3
20	0	0	270.2-27=243.2	81.7

Tabla 7.5: Atenuación en función del número de reflexiones en dos paredes con diferente coeficiente de absorción

En este caso tenemos un nivel de presión sonora en la pared de 2 Pascales ($2.000.000 \mu Pa$). En cada reflexión la pared absorberá la energía $E_d = p_{\text{incidente}} \cdot \alpha$ (suponiendo que toda la energía se refleja). En la tabla 7.5 se muestran las pérdidas de la pared de la habitación en cada reflexión. Se han supuesto dos coeficientes de absorción diferentes ($\alpha=0.5$ y $\alpha=0.1$) para estudiar como afecta el material de las paredes en la atenuación. En esta tabla se observa que para una paredes con material con $\alpha=0.5$, después de 20 reflexiones el ruido ha desaparecido completamente y para 15 reflexiones es un ruido apenas audible. Mientras, con $\alpha=0.1$, después de 20 reflexiones sigue existiendo un ruido de alto nivel sonoro (80 dB), que es equivalente a tener que gritar para ser oído. En la figura 7.7 se muestra de una manera gráfica la atenuación, aunque se debe tener en cuenta que las unidades del eje de ordenadas son mPa. Así en la curva de $\alpha=0.1$, con cincuenta repeticiones aún tenemos un nivel de presión sonora de 50 dB (este ruido sería equivalente al generado por dos personas

en una conversación). En este caso hemos despreciado el atenuamiento por el aire de la habitación entre reflexión y reflexión. Si lo tuviésemos en cuenta llegaríamos prácticamente a las mismas conclusiones.

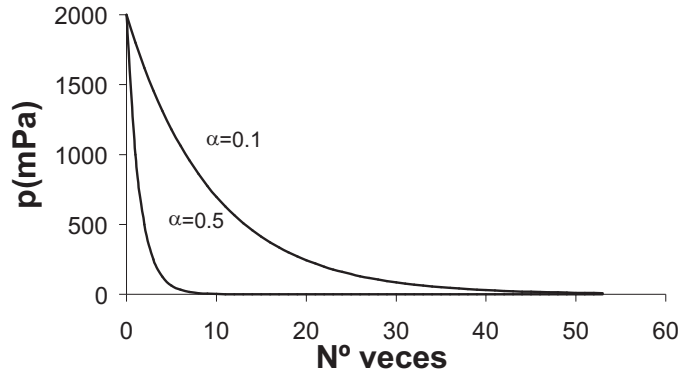


Figura 7.7: Reflexiones en una pared de coeficiente de absorción α diferentes.

Por lo tanto, el tiempo que está un sonido dentro de un recinto, es decir, cuanto tiempo tarda en atenuarse por las múltiples reflexiones, será función del coeficiente de absorción de las paredes del mismo. Por esta razón para el acondicionamiento acústico de un recinto interesa conocer dos parámetros acústicos:

- Área de absorción equivalente.

El área de absorción equivalente (A) de un local, es el área en m^2 de una superficie perfectamente absorbente ($\alpha = 1$), cuya absorción equivalente sea la absorción total del recinto. Para calcularla tenemos que aplicar la siguiente ecuación:

$$A = A_1 \cdot \alpha_1 + A_2 \cdot \alpha_2 + A_3 \cdot \alpha_3 + \cdots + A_n \cdot \alpha_n, \quad (7.10)$$

donde A_i es el área de la zona con coeficiente de absorción α_i . La unidad del área de absorción A son los Sabines.

- Tiempo de reverberación.

Es el tiempo, para una determinada frecuencia, que tarda en descender en 60 dB el nivel medio de presión sonora en un local cerrado, después de que la fuente ha cesado de emitir (originalmente en un estado estable). En un local donde predominen las condiciones difusas, el tiempo de reverberación T_{60} es aproximadamente:

$$T_{60} = 0,161 \frac{V}{A} \quad s, \quad (7.11)$$

donde V es el volumen del recinto en m^3 y A es el área de absorción en Sabines.

El criterio que se sigue para determinar si un local es reverberante o absorbente es el siguiente:

- Locales con volumen hasta 100 m^3 :
 - Local reverberante: $T_{60} > 1 \text{ s}$
 - Local intermedio: $1 \text{ s} < T_{60} < 0,4 \text{ s}$
 - Local absorbente: $T_{60} < 0,4 \text{ s}$
- Locales con volumen superior a 100 m^3 , tomando el factor corrector $\Delta T = 0,001 \cdot V$:
 - Local reverberante: $T_{60} > (0,9 + \Delta T) \text{ s}$
 - Local intermedio: $(0,9 + \Delta T) \text{ s} < T_{60} < (0,3 + \Delta T) \text{ s}$
 - Local absorbente: $T_{60} < (0,3 + \Delta T) \text{ s}$

Capítulo 8

Normativa sobre control de ruido

8.1. Introducción

El ruido, como se ha expuesto en capítulos anteriores, es un contaminante medioambiental que produce efectos perjudiciales, tanto físicos como psíquicos, al organismo humano. También se han estudiado los métodos de reducción del ruido que son aplicados, en muchas ocasiones, para mejorar las condiciones de trabajo y de personas afectadas por nuestra labor industrial. Pero, en la mayoría de los casos, es necesario la implantación de normativas que regulen los contaminantes emitidos por las empresas hasta niveles inocuos para los seres humanos. La necesidad de implantar una legislación viene del coste que conlleva la implantación de métodos de reducción del ruido y otros contaminantes. En el mundo moderno las empresas buscan el máximo beneficio al mínimo coste y pocas imponen directrices para ser lo más “limpias” posibles con el medio. Esta legislación debe imponer sanciones a las empresas contaminantes, dado que en la mayoría de los casos resulta más económico una instalación contaminante que una respetuosa con los trabajadores y el medio ambiente. Así, por ejemplo una empresa minera puede hacer grandes voladuras sin pensar en los efectos en casas y personas próximas a la instalación, reduciendo los costes de explotación. O emplear, por ejemplo, perforadoras más ruidosas, que generalmente son mucho más baratas, realizando el mismo trabajo obteniendo más beneficios a costa de la salud de sus trabajadores.

Por lo tanto, es imprescindible crear una legislación medio ambiental que obligue a cumplir ciertos mínimos a las empresas, en sus emisiones de contaminantes de todo tipo, para proteger tanto a sus trabajadores como a otras personas que se pueden ver afectadas por la actividad industrial. Hay que destacar que esta legislación debe evolucionar aumentando las penalizaciones, dado que a muchas les resulta más barato pagar las sanciones impuestas por incumplir las normas medioambientales que rectificar sus procesos productivos.

La solución ideal sería una concienciación en todos los estadios de la sociedad:

las empresas menos contaminantes, a pesar de que sus productos sean ligeramente más caros, deberían ser premiadas por el consumidor con la compra, penalizando los productos de las empresas más contaminantes, a pesar de ser más baratos. De esta forma se obligaría a rectificar los procesos productivos contaminantes hasta otros más respetuosos con el medio ambiente, por las pérdidas ocasionadas por el rechazo social.

En este capítulo se mostrará la normativa medio ambiental relacionada con la protección de los trabajadores frente al ruido, explicando con un mayor detalle el Real Decreto 1316/1989 [24] que es el que regula la protección de trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido.

8.2. Tipos de normativas sobre el ruido

Se entiende por normativa sobre el ruido al conjunto de disposiciones, normas o recomendaciones relacionadas con la protección (directa o indirecta) de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante su jornada laboral. Las tres categorías de normas relacionadas anteriormente, vienen en función de la entidad que la emite y su grado de vinculación:

- Disposición
Es cualquier Reglamento, Directiva, Ley, Real Decreto o disposición administrativa, aprobada por la Autoridad competente y con carácter vinculante. Es decir son normas de obligado cumplimiento por las empresas y su incumplimiento conllevará sanciones a los infractores.
- Norma
Es cualquier especificación técnica aprobada por un Organismo Normalizador y sin carácter vinculante.
- Recomendación
Es cualquier especificación técnica aprobada por una Entidad de prestigio y sin carácter vinculante.

Trataremos con un mayor detalle las disposiciones, por el carácter vinculante que tienen. Para una mayor información sobre Normas y Recomendaciones se puede consultar al libro “El ruido en el lugar de trabajo” [17].

Antes de comenzar con el análisis de las disposiciones existentes sobre el ruido en el lugar de trabajo, es conveniente realizar una clasificación en función del tema que se trata en ellas: normas de emisión de ruido, inmisión de ruido o exposición al ruido. En la figura 8.1 se muestra las diferencias entre ellas:

- Emisión de ruido. Es la radiación sonora de una fuente.

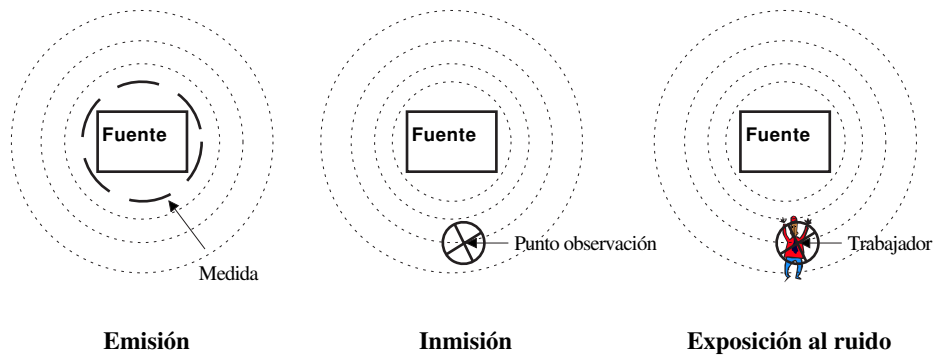


Figura 8.1: Conceptos de emisión, inmisión y exposición al ruido.

- Inmisión de ruido. Es el nivel de presión sonora en un punto determinado.
- Exposición al ruido. Nivel de ruido que soporta el trabajador durante su jornada laboral. Dentro de la normativa referente a este apartado analizaremos la legislación existente sobre protección personal. La exposición al ruido del trabajador propiamente dicha se tratará en parte dentro de las disposiciones de inmisión, considerando que el punto donde se estudia el nivel de presión sonora es el puesto de trabajo (propio trabajador).

8.3. Disposiciones sobre el ruido en el lugar de trabajo

Las disposiciones sobre el ruido las dividiremos en tres grandes grupos en función de la clasificación mencionada anteriormente: emisión de ruido, inmisión de ruido y protección personal. Se analizarán tanto las disposiciones de la Comunidad Europea como la Legislación Española.

8.3.1. Disposiciones sobre inmisión de ruido

En este apartado trataremos las disposiciones sobre inmisión de ruido aunque también integran ciertas normas de exposición del trabajador al ruido cuando se analiza la inmisión del ruido en un puesto de trabajo. Las disposiciones son las siguientes:

- Directiva del Consejo 86/188/CEE de 12 de mayo de 1986.
Esta directiva regula la protección de trabajadores de la Comunidad Europea frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido en su jornada laboral [22]. Es de aplicación en España desde el 1 de enero de 1991: ha sido transpuesta

al Ordenamiento Jurídico Español mediante R.D.1316/1989 de 27 de octubre. Esta directiva marca los mínimos que se deben de cumplir en los países de la Comunidad Europea en lo referente al ruido. Sin embargo en España se han tomado unos valores más restrictivos (el R.D. 1316/89 establece el primer nivel de acción en 80 dBA, mientras que la Directiva lo fija en 85 dBA).

- Real Decreto 1316/1989 de 27 de octubre.
Este Real Decreto versa sobre protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo [24]. Este R.D. entró en vigor el día 1 de enero de 1990. El campo de aplicación es a todos los trabajadores por cuenta ajena, con cualquier tipo de contrato, y socios trabajadores en las Cooperativas.

Este R.D. constituye la norma reguladora fundamental del Ordenamiento Jurídico Español sobre el ruido en el lugar de trabajo. Ambas disposiciones regulan principalmente los siguientes aspectos:

- La inmisión de ruido.
- La medición del ruido existente en el lugar de trabajo y su comparación con unos niveles de exposición.
- Evaluación de la función auditiva de los trabajadores.
- La información, formación y consulta de los representantes de los trabajadores.
- La declaración de ruido.

Real Decreto 1316/1989 de 27 de Octubre

Vamos a analizar con un mayor detenimiento este R.D. por su importancia dentro de la Ordenación Jurídica Española dentro del campo de evaluación y prevención de los riesgos laborales frente al ruido. A continuación trataremos los temas fundamentales que se regulan en esta norma:

- Objetivo Fundamental
“La protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante su jornada laboral”.
- Campo de aplicación
Se aplica a los trabajadores por cuenta ajena, cualquiera que sea la modalidad o duración de su contrato, con la única excepción de las tripulaciones de medios de transporte aéreos o marítimos. Asimismo será aplicable a los socios de trabajadores de las Cooperativas de trabajo.

- Entrada en vigor

A partir del día 1 de enero de 1990

- Responsabilidad de la aplicación

Es importante destacar que el responsable de la aplicación de este R.D. es el empresario. Éste tendrá una serie de obligaciones con carácter general que son:

- Reducir al nivel más bajo técnica y razonablemente posible, los riesgos derivados de la exposición al ruido, actuando en el origen del mismo, aplicándolo a las instalaciones y operaciones existentes.
- Tener en cuenta esta reducción de ruido en la concepción y construcción de nuevos centros de trabajo y en la modificación de los existentes, incluida la adquisición de nuevos equipos de trabajo.
- De las medidas preventivas que en estos supuestos se adopten se informará, con carácter previo a su puesta en marcha, a los órganos internos competentes en seguridad e higiene, y a los trabajadores.
- Dar cumplimiento a las obligaciones específicas consignadas en esta norma.

Es importante destacar que la aplicación de esta norma recae sobre el empresario y el incumplimiento de la misma podrá ser demandada en los tribunales competentes con las correspondientes sanciones y indemnizaciones a trabajadores frente a las pérdidas de audición por su actividad laboral.

- Evaluación de la exposición al ruido.

La necesidad de determinar la exposición de los trabajadores al ruido es fundamental para establecer si se superan los límites o niveles fijados por el R.D. y, por lo tanto, si estamos en una situación dentro de los mínimos asignados frente a la exposición al ruido o ante una situación no aceptable. Las evaluaciones deben ser las siguientes:

- Es importante destacar que el R.D. obliga a una revisión inicial en la entrada de esta norma.
- Cada vez que se cree o modifique un puesto de trabajo deberán evaluarse el nivel diario equivalente y nivel pico equivalente.
- Evaluaciones periódicas en función del nivel diario equivalente y nivel pico equivalente:
 - $L_{Aeq,d} > 90$ dBA o $L_{max} > 140$ dB.
Evaluación: Como mínimo anualmente.
 - $85 \text{ dBA} > L_{Aeq,d} > 90$ dBA.
Evaluación: Como mínimo anualmente.
 - $80 > L_{Aeq,d} > 85$ dBA.
Evaluación: Como mínimo cada tres años.
- No será necesaria la evaluación inicial de los puestos de trabajo en aquellos en los que el nivel diario equivalente o el nivel pico sea manifiestamente inferior a 80 dBA y 140 dB, respectivamente.

■ Medición

La evaluación del riesgo de exposición al ruido se realizará basándose en la medición del nivel diario equivalente y nivel pico equivalente. Se define el nivel diario equivalente por la expresión [24]:

$$L_{Aeq,d} = L_{Aeq,T} + 10 \log_{10} \frac{T}{8}, \quad (8.1)$$

donde $L_{Aeq,T}$ es el nivel de presión acústica continuo equivalente ponderado A al que está expuesto el trabajador durante un tiempo T . En el caso que el trabajador esté expuesto a “m” distintos tipos de ruido medidos con sonómetro integrador se calcula por la expresión:

$$L_{Aeq,d} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{i=m} 10^{\frac{(L_{Aeq,d})_i}{10}}. \quad (8.2)$$

Simplificando la ecuación:

$$L_{Aeq,d} = 10 \log \frac{1}{8} \sum_{i=1}^{i=m} T_i \cdot 10^{\frac{L_{Aeq,T_i}}{10}}. \quad (8.3)$$

Según el R.D., se podrá emplear el nivel semanal equivalente si, por la características del puesto de trabajo, se producen variaciones significativas de la exposición al ruido entre una jornada de trabajo y otra. Se define el nivel semanal equivalente como:

$$L_{Aeq,s} = 10 \log \frac{1}{5} \sum_{i=1}^{i=m} 10^{\frac{L_{Aeq,d}}{10}} \quad (8.4)$$

■ Instrumentos de medida.

Para determinar el nivel de presión acústica y el nivel de pico, el R.D. hace referencia al tipo de instrumentación y a las condiciones de aplicación. Una exigencia de esta norma es que los instrumentos de medida sean verificados mediante un calibrador antes y después de cada medición. Los aparatos de medición y las características mínimas que deben tener son las siguientes:

● Sonómetros

Es un instrumento que responde ante un sonido de una forma aproximada como lo haría el cuerpo humano y que da medidas objetivas y reproducibles. La parte más importante de estos aparatos es el micrófono, que es el transductor que permite tener una señal eléctrica a partir del nivel de presión acústica existente, comparada con un nivel de referencia de 20 μ Pa. Los sonómetros se clasifican en función de la velocidad de respuesta frente a cambios en el nivel de presión sonora existente:

- Slow. Son sonómetros de respuesta lenta (1000 ms).
- Fast. Son sonómetros de respuesta rápida (125 ms).
- Impulse. Son sonómetros de respuesta a impulsos (35 ms).

Los sonómetros empleados para medir el nivel de presión acústica ponderado A(L_{pA}) del ruido estable deben tener según el R.D. las siguientes características:

- Sirven para medir ruido estable (menos de 5 dB entre L_{max} y L_{min})
- Deben cumplir la norma: CEI 651 (UNE 20-464-90).

Para determinar el nivel de presión acústica ponderado “A” a partir de n medidas, si el ruido cumple la condición de estable, se recurre a la expresión:

$$L_{Aeq,T} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} (L_{pA})_i \quad (8.5)$$

Los sonómetros empleados para medir el nivel de pico (L_{max}) deben tener según el R.D. las siguientes características:

- Tener una velocidad de respuesta no superior a 100 μ s y posibilidad de no emplear la ponderación tipo A.
- Un sonómetro con ponderación tipo A y característica “Impulse” medirá un nivel de pico no superior a 140 dB si $L_p < 130$ dBA.
- Deben cumplir la norma: CEI 651 (UNE 20-464-90).

Para calcular el nivel pico se recurrirá a la expresión:

$$L_{max} = 10 \log \left(\frac{P_{max}}{P_0} \right)^2 \quad (8.6)$$

- Sonómetros integradores.

Son sonómetros que disponen un circuito de integración automático aportando directamente el nivel de presión acústica continua equivalente ponderado A($L_{Aeq,T}$) para después poder calcular el nivel diario equivalente. Las características que deben cumplir según el R.D. para medir $L_{Aeq,T}$ son las siguientes:

- Sirven para medir cualquier tipo de ruido en puestos de trabajo, no únicamente ruido estable.
- Deben cumplir la norma: CEI 804 (UNE 20-493-93).

- Dosímetros

Los dosímetros son aparatos que acumulan constantemente el ruido al que es expuesto el trabajador dado que son portátiles y los puede llevar el trabajador durante su jornada laboral. Estos aparatos determinan el tanto por ciento de dosis a la que es expuesto el trabajador. Para determinar el nivel diario equivalente se realiza según la expresión:

- Dosímetro colocado durante la jornada laboral de 8 horas

$$L_{Aeq,d} = 90 + 10 \log_{10} \frac{\%Dosis en 8h}{100} \quad (8.7)$$

- “m” ambientes de ruidos

$$L_{Aeq,d} = 90 + 10 \log \sum_{i=1}^{i=m} \frac{\%D_i}{100} \quad (8.8)$$

Estos aparatos más modernos aportan directamente el $L_{Aeq,T}$ y $L_{Aeq,d}$ a los que está expuesto el trabajador durante su jornada laboral. Los requisitos que deben cumplir según el R.D. los dosímetros son los siguientes:

- Sirven para medir cualquier tipo de ruido en puestos de trabajo, no únicamente ruido estable.
- Aportan el % de dosis y, otros equipos más modernos, $L_{Aeq,T}$ y $L_{Aeq,d}$ directamente.
- Deben cumplir las norma CEI 804 (UNE 20-493-93) y CEI 651(UNE 20-464-90).

■ Plan de actuación.

El R.D fija, en función del nivel de exposición, las siguientes medidas a tomar:

- $L_{Aeq,d} > 90$ dBA o $L_{max} > 140$ dB
 - Control facultativo del trabajador: Anualmente
 - Protectores: Uso obligatorio
 - Medidas a tomar:
 - ◇ Programas de medidas para la reducción en la generación o disminución de la propagación del ruido.
 - ◇ Delimitación del área con estos niveles de ruido.
 - ◇ Información y formación adecuada de los trabajadores de los riesgos a la exposición al ruido, utilización de protección auditiva, medidas preventivas adoptadas y resultado de los controles auditivos del médico.
 - Señalización: Obligatoria (tabla 8.1)

Símbolo	Color símbolo	Color fondo	Color borde	Señalización
	Blanco	Azul	Blanco	

Tabla 8.1: Señalización de peligro por alta exposición al ruido ($L_{Aeq,d} > 90$ dBA o $L_{max} > 140$ dB)

- $85 \text{ dBA} > L_{Aeq,d} > 90 \text{ dBA}$
 - Control facultativo del trabajador: Cada tres años
 - Protectores: Suministro obligatorio a todos los trabajadores.
 - Medidas a tomar: Información y formación adecuada de los trabajadores de los riesgos a la exposición al ruido, utilización de protección auditiva, medidas preventivas adoptadas y resultado de los controles auditivos del médico.
- $80 \text{ dBA} > L_{Aeq,d} > 85 \text{ dBA}$
 - Control facultativo del trabajador: Cada cinco años

- Protectores: Suministro al trabajador que lo solicite.
 - Medidas a tomar: Información y formación adecuada de los trabajadores de los riesgos a la exposición al ruido, utilización de protección auditiva, medidas preventivas adoptadas y resultado de los controles auditivos del médico.
- $L_{Aeq,d} \leq 80$ dBA y $L_{MAX} \leq 140$ dB
 - Control facultativo del trabajador: No es necesario (aunque siempre es recomendable)
 - No es necesario tomar ninguna medida especial frente a la exposición al ruido.
- Control Facultativo

El control de la función auditiva tiene por objeto la prevención de las pérdidas de la capacidad auditiva que pudieran sufrir los trabajadores expuestos al ruido. Este control de la función auditiva se realizará siempre bajo la responsabilidad de un médico. Los controles que se deben realizar son los siguientes:

 - Control médico inicial de la función auditiva

Se deben realizar las siguientes pruebas:

 - Historia clínica
 - Otoscopia
 - Audiometría vía aérea
 - Después de dos meses: Repetir Otoscopia y Audiometría.
 - Control periódico de la función auditiva.

Se debe realizar una otoscopia y una audiometría por vía aérea. La periodicidad del control es función del nivel de ruido al que está expuesto el trabajador:

 - $L_{Aeq,d} > 90$ dBA o $L_{max} > 140$ dB : Anualmente
 - $85 \text{ dBA} > L_{Aeq,d} > 90$ dBA: Cada tres años
 - $80 \text{ dBA} > L_{Aeq,d} > 85$ dBA: Cada cinco años

Además de los reconocimientos exigidos por la ley se puede realizar otros reconocimientos adicionales que se consideren de interés.

Dentro de la historia clínica se deben recoger las exposiciones anteriores al ruido, antecedentes otológicos, antecedentes familiares de sordera, tratamiento con fármacos ototóxicos, handicap auditivo del sujeto en el ámbito familiar y social, y sobre todo la pérdida producida por la edad que siempre se deberá tener en cuenta para no distorsionar los resultados obtenidos.

La otoscopia comprende una inspección del conducto auditivo externo, en busca de signos de infecciones externas, eczemas y tapones, y una inspección de la membrana timpánica en busca de posibles perforaciones, coloración anómala, etc.

El control audiométrico constará como mínimo, de una audiometría de tonos puros para la determinación de umbrales de audición por conducción aérea, según la norma ISO 6189-1983(UNE 74-151-92). La audiometría cubrirá la

frecuencia de 8000Hz y el nivel sonoro ambiental permitirá la medición de un nivel umbral de audición de 0 dB, según la norma ISO 389-1975(UNE 74-020-91). El equipo con el que se realicen los análisis debe estar calibrado conforme al cero normal de referencia especificado en la norma ISO 389-197 y cumplir como mínimo las especificaciones de los audiómetros de clase 4 según se especifica en la Norma CEI 645-79 (UNE 20-641-81).

- Exposición al ruido del trabajador

El R.D. regula que la exposición al ruido de un trabajador en el interior de su oído, es decir después de la atenuación producida por los protectores personales debe, ser inferior a un nivel equivalente diario de 90 dBA y a un nivel pico de 140 dB, y siempre que sea técnicamente y razonablemente posible, inferior a un nivel de 85 o de 80 dBA.

En el apartado 6.5 se expuso como realizar una correcta selección de un protector auditivo. Es muy importante seguir estas recomendaciones porque la protección del mecanismo de audición puede no ser suficiente, degenerando en lesiones irreversibles para el trabajador. Según la expresión 8.3 se debe calcular el tiempo máximo que puede permanecer el trabajador en su jornada laboral en función del nivel de presión acústica en el oído (restando al nivel de presión acústica del puesto el valor atenuado por los protectores).

En la tabla 8.2 se establecen algunos tiempos máximos de permanencia durante la jornada laboral de un trabajador en función del nivel equivalente en el oído. El resto del tiempo, el trabajador deberá estar en un ambiente no ruidoso. Es importante destacar que no puede exponerse a un trabajador a un nivel de presión acústica superior a 130 dBA, porque pueden causar en un instante lesiones auditivas graves. Un trabajador que durante su jornada laboral alcance el nivel diario equivalente de 90 dBA y sigue expuesto al ruido en su tiempo libre (walkman, discotecas,...), puede tener en un futuro cercano problemas de audición irreversibles, al no permitir al oído que se recupere por la continua exposición al ruido.

$L_{Aeq,T}$ (dBA)	T_{max} (min)	$L_{Aeq,T}$ (dBA)	T_{max} (h)
120	0.0	88	1.3
110	0.5	86	2.0
105	1.5	85	2.5
102	3.0	84	3.2
100	4.8	83	4.0
98	7.6	82	5.0
96	12.1	81	6.4
94	19.1	80	8.0
92	30.3	79	10.1
90	48.0	78	12.7

Tabla 8.2: Tiempo máximo permitido según el R.D.1316/1989 durante una jornada laboral en función del nivel equivalente en el oído.

- Registro y documentación

El R.D.1386/1989, en consonancia con la Ley de Prevención de Riesgos Laborales, obliga al empresario a registrar y archivar los datos obtenidos en las evaluaciones del nivel de ruido de cada puesto y trabajador, los controles médicos de la función auditiva de los trabajadores, datos de formación de los trabajadores, especificaciones de las protecciones auditivas empleadas y tiempos de uso de los trabajadores. Estos archivos se deben almacenar como mínimo treinta años. El empresario deberá facilitar el acceso a estos archivos a:

- Inspección de Trabajo y Seguridad Social
 - Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo
 - Organismos competentes de las Comunidades Autónomas
 - Órganos internos competentes de Seguridad e Higiene
 - Representantes de los trabajadores
- Resumen del Real Decreto 1316/1989
Todo lo expuesto anteriormente del R.D.1316/1989 puede resumirse en la tabla 8.3. En esta tabla se han clasificado los trabajadores en cuatro grupos en función del nivel de exposición al ruido.

8.3.2. Disposiciones de emisión

Las directivas existentes sobre emisión de una fuente son las siguientes:

- Directiva del Consejo 89/392/CEE de 14 de Julio de 1998.
Esta directiva [23] regula la uniformidad de las legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas. Esta directiva ha sido transpuesta al Ordenamiento Jurídico Español mediante el Real Decreto 1435/1992 de 27 de noviembre (B.O.E. 11/12/1992). Esta directiva y por lo tanto el R.D. reconoce que el ruido es parte integral de la seguridad de la máquina y ordena construir las máquinas de modo que los riesgos debidos al ruido sean los menores posibles, considerando el progreso técnico y la disponibilidad de medios de reducción en la fuente. Según se estipula, el fabricante debe dar información cuantitativa del ruido emitido por las máquina que fabrica (declaración de ruido). Esta declaración de ruido servirá al empresario que la compra, para poder evaluar a priori el incremento acústico que se producirá en su planta y además poder elegir entre otras de iguales características técnicas la máquina más “silenciosa”. El objetivo de esta directiva es llevar a los fabricantes a que diseñen máquinas más silenciosas, siendo esta característica un elemento diferenciador en la calidad de los productos. Las declaraciones de ruido que deben aportar los fabricantes son agrupadas en función del nivel de presión acústica continuo equivalente A en los puestos de trabajo (L_{pA}), nivel de potencia acústica emitido por la máquina (L_{WA}) y valor máximo de la presión acústica instantánea ponderada C (L_{pC}):
- Si L_{pA} es menor que 70 dB, se debe indicar: $L_{pA} < 70\text{dB}$

- Si L_{pA} es mayor que 70 dB, se debe indicar el valor de L_{pA} (dB).
 - Si L_{pA} es mayor que 85 dB, se debe indicar L_{pA} y L_{WA} .
 - Si L_{pC} es mayor que 130 dB (63 Pa con referencia 20 μ Pa), el valor L_{pC} debe ser indicado además de los niveles L_{pA} y L_{WA} .
- R.D. 245/1989 de 27 de Febrero
El R.D. 245/1989(B.O.E.11/3/89) y su modificación en la O.M. 17/11/89 (B.O.E.1/12/89) transponen al Ordenamiento Jurídico Español un conjunto de Directivas sobre determinación y limitación de la potencia acústica admisible de material y maquinaria de obra. Estas directivas limitan la emisión sonora de maquinaria de obra (compresores, martillos neumáticos, grúas, etc.) y obliga a que los valores de emisión sean determinados y certificados por los laboratorios acreditados.

8.3.3. Disposiciones de exposición al ruido

Las disposiciones referentes a protección auditiva tratan de regular los requisitos, medidas de atenuación que deben cumplir, criterios de selección y uso de los equipos de protección individual(EPI). Las disposiciones aplicables en el territorio español son los siguientes:

- Directiva del Consejo 89/686/CEE de 21 de diciembre
Relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre Equipos de Protección Individual (EPI). Ha sido transpuesta al ordenamiento jurídico español mediante el Real Decreto 1407/1992 de 20 de noviembre [25]. Este R.D. ha sido modificado por el R.D. 159/1995 de 3 de febrero y por la O.M. de 16 de mayo de 1994. Esta norma regula los requisitos que deben cumplir los EPI para su comercialización y procedimiento de certificación.
- Directiva del Consejo 89/656/CEE de 30 de noviembre
Esta directiva relativa a las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores en trabajo de EPI. Esta disposición establece las condiciones y criterios de selección, uso y mantenimiento de los protectores auditivos.

Exposición $L_{Aeq,d}$ (dBA) $L_{MAX}(dB)_{pico}$	Evaluación exposición al ruido	Control médico auditivo	Protección personal	Medidas a tomar frente al ruido
$L_{Aeq,d} \leq 80$ $L_{MAX} \leq 140$	—	—	—	Ninguna especial
$80 < L_{Aeq,d} < 85$	Trienal	Quinquenal	Si se solicita	Informar y formar
$85 < L_{Aeq,d} < 90$	Anual	Trienal	Suministro obligatorio	Informar y formar
$L_{Aeq,d} > 90$ $L_{MAX} > 140$	Anual	Anual	Uso obligatorio	Informar y formar Señalizar zona Programa de prevención

Tabla 8.3: Resumen del Real Decreto 1316/1989, con las medidas periódicas en función del nivel diario de exposición al ruido.

Bibliografía

- [1] Alonso, M., y Finn, E. J. “Física” (Volumen II: campos y ondas), Addison-Wesley Iberoamericana, 1987.
- [2] Álvarez, C., y López, G. “La exposición laboral al ruido”, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Ministerio de Trabajo y Seguridad Social. 1996.
- [3] Balbás, M., y Medina, R. “Análisis de vibraciones mecánicas”, Servicio de publicaciones Gómez-Pardo, 1996.
- [4] Vilarroig, P., y Balbás, M. “La teoría de Fourier (desde el punto de vista de sus aplicaciones físicas)”, Servicio de publicaciones Gómez-Pardo, 1996.
- [5] Bracewell, R.N. “The Fourier Transform and its Applications”, McGraw Hill, 1986.
- [6] Crawford, F.S. “Ondas” (Berkeley Physics Course, vol. 3), Editorial Reverté, 1977.
- [7] Den Hartog, J.P. “Mecánica de las vibraciones”, C.E.C.S.A., 1976.
- [8] French, A.P. “Vibraciones y ondas” (Curso de Física del MIT), Editorial Reverté, 1980.
- [9] Genta, G. “Vibration of structures and machines”, Springer-Verlag, 1995.
- [10] Gough, W.; Richards, J.P.G. y Williams, R.P. “Vibrations and waves”, John Wiley & sons, 1983.
- [11] Guyton, A.C. “Tratado de Fisiología Médica”, Capítulo 61, pp-907-920, Editorial Interamericana (1995).
- [12] Harris, Cyril M. “Shock and Vibration Handbook”, Fourth Edition, Mc-Graw-Hill, 1996.
- [13] Harris, Cyril M., “Manual de medidas acústicas y control de ruido”, Tercera edición, Mc-Graw-Hill, 1995.
- [14] Kurtze G., “Física y técnica de la lucha contra el ruido”, Ediciones Urmo, 1972.
- [15] Lafita, F. y Mata, H. “Vibraciones mecánicas en ingeniería”, I.N.T.A., 1965.
- [16] Lanas Ugarteburu, Pedro. M., “Conocimiento, evaluación y control del ruido”, Asociación para la Prevención de Accidentes.
- [17] López Muñoz, Gerardo “El ruido en el lugar de trabajo”, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Ministerio de Trabajo y Seguridad Social. 1992.

- [18] Papoulis A. "The Fourier Integral and its Applications", McGraw Hill, 1962.
- [19] Paz, M. "Structural Dynamics. Theory and Computation", Chapman & Hall, 1991.
- [20] Rañada, A. "Dinámica Clásica", Alianza Editorial, S.A., 1990.
- [21] Rao, S. "Mechanical Vibrations", Addison-Wesley, 1995.
- [22] Directiva del Consejo 86/188/CEE de 12 de mayo de 1986 relativa a la protección de los trabajadores contra los riesgos debidos a la exposición del ruido durante el trabajo, D.O.C.E.(Diario Oficial de las Comunidades Europeas) del 24 de mayo de 1986, núm. 137, pp 28-35.
- [23] Directiva del Consejo 89/392/CEE de 14 de Julio 1989, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre máquinas (D.O.C.E. 29/6/1990).
- [24] R.D. 1316 de 27 de octubre de 1989, sobre protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo(B.O.E. núm.263 del jueves 2 de Noviembre de 1989, pp 34428-34431). El R.D. tiene dos rectificaciones de errores publicadas en los B.O.E. del 9 de diciembre de 1989 y 26 de mayo de 1990.
- [25] Real Decreto 1407/1992 de 20 de noviembre, por el que se regula las condiciones para la comercialización y libre circulación intracomunitaria de los equipos de protección individual (B.O.E. núm.311 de 28/12/92 y B.O.E. núm.47 de 24/2/93).

